

Methode zur ganzheitlichen Abbildung mechanischer Änderungen auf den Anwendungsfall

**Angeführt an dem Beispiel passiver elektromechanischer
Phasensteller für unterschiedliche Stopp-/Start-Strategien**

Von der Fakultät für Ingenieurwissenschaften, Abteilung Maschinenbau
und Verfahrenstechnik der

Universität Duisburg-Essen

zur Erlangung des akademischen Grades

eines

Doktors der Ingenieurwissenschaften

Dr.-Ing.

genehmigte Dissertation

von

Markus Reiff

aus

Duisburg

Gutachter: Prof. Dr. Dieter Schramm

Prof. Dr. Martin Doppelbauer

Tag der mündlichen Prüfung: 29.06.2016

„Das Auto ist fertig entwickelt, was kann da noch kommen?“
(Carl Benz, 1920)

INHALTSVERZEICHNIS

Abkuerzungen	ix
Notation	xi
1 Einleitung	1
2 Methodiken zur Entwicklung technischer Produkte	5
2.1 Allgemeine Vorgehensweise bei der Produktentwicklung . . .	6
2.2 Einsatz spezifischer Vorgehensmodelle	10
2.3 Vorgehensmodelle auf der Mikroebene	12
2.4 Vorgehensmodelle auf der Makroebene	13
2.5 Einsatz der Vorgehensmethodik für mechatronische Systeme .	16
2.6 Zusammenfassung und Ausblick auf die zu entwickelnde Me- thodik	23
3 Analyse der Erkenntnisse von Wissenschaft und Technik	29
3.1 Technische Grundlagen variabler Phasensteller	31
3.1.1 Hydraulische Phasensteller	31
3.1.2 Aktive elektromechanische Phasensteller	33
3.1.3 Passive elektromechanische Phasensteller	34
3.1.4 Variable Hubumschaltung: CAMTRONIC	38
3.2 Technische Grundlagen des Verbrennungsmotors	39
3.2.1 Brennverfahren	40
3.2.2 Eigenfrequenzen im Startverlauf	41
3.2.3 Abstell- und Startpositionen	43
3.2.4 Change of Mind	46
3.2.5 Motorstopp-/start	46
3.2.6 Einfacher Direktstart, erweiterter Direktstart und star- terunterstützter Direktstart	50

4	Rahmenbedingungen: Definition, Kreuzvergleich und Hierarchisierung der relevanten Anforderungen verschiedener Stopp-/Start-Strategien	59
4.1	Definition der Anforderungen	59
4.1.1	Stopp-/Start	60
4.1.2	Dekompressionsstart	67
4.1.3	Direktstart	73
4.1.4	Gezieltes Abstellen (KMP)	79
4.2	Hierarchisierung und Kreuzvergleich der definierten Anforderungen	86
4.2.1	Größe des Stellbereichs	87
4.2.2	Kreuzvergleich des Schwingungseinflusses	88
4.2.3	Bedarf einer Anschlags- und/oder Mittenverriegelung	89
4.2.4	Kreuzvergleich der Regelabweichungen	91
4.2.5	Kreuzvergleich der Stellgeschwindigkeiten	92
4.2.6	Zusammenfassung der Kreuzvergleiche und Hierarchisierung	94
5	Modellbildung: Abbildung des Stellverhaltens im Simulationsmodell	97
5.1	Modellbasis MATLAB/Simulink	98
5.1.1	Modellbasis Dymola Modelica	100
5.1.2	Kopplung der Modellbasen MATLAB/Simulink und Dymola Modelica	105
6	Toolbildung: Erstellen einer lösungsneutralen Basisgleichung zur Durchführbarkeitsprädiktion	109
6.1	Eingangsgrößen	109
6.1.1	Getriebeübersetzung	110
6.1.2	Getriebereibung	116
6.1.3	Bremsmoment	117
6.1.4	Massenträgheit der Sonnenwelle	126
6.1.5	Intervalle der Eingangsparameter	129
6.2	Variation der Eingangsgrößen	132
6.3	Ausgangsgrößen	146
6.3.1	Durchführbarkeitsprädiktion des konventionellen Stopp-/Starts	146
6.3.2	Durchführbarkeitsprädiktion des Dekompressionstarts	150
6.3.3	Durchführbarkeitsprädiktion des Direktstarts	151
6.3.4	Durchführbarkeitsprädiktion der KMP	156
7	Validierung: Bewertung der Ergebnisse	163
8	Grafische Darstellung der entwickelten Vorgehensmethodik	169
9	Zusammenfassung und Ausblick	175

A	Anhang	183
A.1	Ergänzung: Brennverfahren	183
A.1.1	RZV	183
A.1.2	NAV	185
A.1.3	Scavenging	186
A.1.4	Plateau-Nocken	188
A.2	Startersysteme	189
A.2.1	Ritzelstartergenerator	189
A.2.2	Riemen-Starter-Generator (RSG)	191
A.2.3	Integrierter-Startergenerator (ISG/KSG)	193
A.3	Patentanmeldungen	194
A.3.1	NoWe Steller mit hoher Stellgeschwindigkeit und ge- ringen Schwingwinkeln	194
A.3.2	Betriebsstrategie für Nockenwellensteller Erkennung mechanischer Anschlag beim Motorstart einer BKM .	194
A.3.3	Schnelle Phasenverschiebung durch gezieltes Ausnut- zen der Wechselmomente	195
A.3.4	Einlassseitige Abstellstrategie eines passiven elektro- mechanischen Nockenwellenstellers im Anwendungs- fall des Direktstarts	195
A.3.5	Aktive Spätpositionierung eines passiven elektrome- chanischen Nockenwellenstellers bei Umkehrrichtung der Kurbelwelle	196
A.3.6	Aktive Anschlagspositionierung eines Nockenwellen- stellers für den Fall eines Sensorausfalls	196
A.3.7	Initialisieren eines schwingenden Nockenwellenstellers	197
A.3.8	Kleiner passiver elektrischer Phasensteller mit hohem Kraftniveau	197
A.3.9	Betriebsstrategie für aktive Verriegelung eines Nocken- wellenstellers einer BKM	197
A.3.10	Ventiltrieb mit Nockenwellensteller für eine BKM für einen optimierten Motorstart	198
A.3.11	Aktive Anschlagsdämpfung für elektromechanische No- ckenwellensteller	198
A.3.12	Nockenwellensteller mit Verriegelungsmechanismus für eine BKM	199
A.4	Kenngrossen des Ladungswechsels	200
A.5	Abbildungen	203
A.6	Tabellen	204
	Literaturverzeichnis	217
	Stichwortverzeichnis	229

ABKÜRZUNGEN

Abkürzung	Bedeutung
<i>A</i>	Auslass
<i>ACP3</i>	Advanced CamPhase (Baustufe) 3
<i>AGR</i>	Abgas Rückführung
<i>AÖ</i>	Auslass Öffnet
<i>AS</i>	Auslass Schließt
<i>CAI</i>	Controlled Auto Ignition
<i>DE</i>	Direkteinspritzung
<i>OT</i>	Oberer Totpunkt
<i>E</i>	Einlass
<i>ECE</i>	Economic Comission for Europe
<i>EÖ</i>	Einlass Öffnet
<i>ES</i>	Einlass Schließt
<i>EZ</i>	Expansionstakt
<i>EVCP</i>	Electromechanic Variable CamPhaser
<i>FAS</i>	Frühes Auslass Schließt
<i>FES</i>	Frühes Einlass Schließt
<i>H</i>	Homogenes Brennverfahren
<i>HCCI</i>	Homogeneous Charge Compression Ignition
<i>KT</i>	Kompressionstakt
<i>LA</i>	Ladeluftkühlung
<i>LE</i>	Leistungselektronik
<i>LWOT</i>	Ladungswechsel Oberer Totpunkt
<i>KMP</i>	Kontrollierte Motor-Positionierung
<i>NAV</i>	NO _x -arme Verbrennung

<i>NEFZ</i>	Neuer Europäischer Fahr-Zyklus
<i>NVH</i>	Noise, Vibration, Harshness - im Deutschen am ehesten mit „Vibroakustik“ zu bezeichnen
<i>RSG</i>	Riemen-Starter-Generator
<i>SAS</i>	Spätes Auslass Schließt
<i>SES</i>	Spätes Einlass Schließt
<i>ZOT</i>	Zündwechsel Oberer Totpunkt

NOTATION

Große Formelzeichen

Formelzeichen	Einheit	Bedeutung
A_{Joch}	$[m^2]$	Orientierte Fläche des Jochbeins
A_{Draht}	$[m^2]$	Orientierte Fläche des Spulendrahtes
B	T	Magnetische Flussdichte [Tesla]
D_{Spule}	m	Durchmesser der Spule
F_{HP}	N	Kraft im Zahneingriff von Hohlrad und Planet
F_{SP}	N	Kraft im Zahneingriff von Sonnenwelle und Planet
F_{Mag}	N	Magnetkraft
F_g	N	Gaskräfte
H	$A \cdot m^{-1}$	Magnetische Feldstärke [Ampere pro Meter]
H_G	kJ/m^3	Gemischheizwert
H_u	kJ/kg	unterer Heizwert
I	A	Stromstärke [Ampere]
I_{Soll}	A	Soll-Stromstärke für Bremsenaktor [Ampere]
J	$kg \cdot m^2$	Massenträgheit
J_1	$kg \cdot m^2$	Drehträgheit des Verbundsystems „Sonnenwelle“
J_2	$kg \cdot m^2$	Drehträgheit des Verbundsystems „Hohlrad“
J_{2red}	$kg \cdot m^2$	Auf die Sonnenwelle reduzierte Drehträgheit des Verbundsystems „Hohlrad“
J_P	$kg \cdot m^2$	Drehträgheit der Planeten
J_{Pred}	$kg \cdot m^2$	Auf die Sonnenwelle reduzierte Drehträgheit der Planeten
J_S	$kg \cdot m^2$	Drehträgheit der Stegwelle

J_{Sred}	$kg \cdot m^2$	Auf die Sonnenwelle reduzierte Drehträgheit der Stegwelle
J_V	$kg \cdot m^2$	Drehträgheit des Kurbeltriebs
K	$[-]$	Endwert von $k = 1, 2, \dots, K$
KW	$^\circ$	Drehwinkel bezogen auf die Referenz-Marke der Kurbelwelle
L_{min}	$[-]$	Mindestluftbedarf
M_1	Nm	Drehmoment/Bremsmoment an der Sonnenwelle
M_2	Nm	Drehmoment/Wechselmoment der Nockenwelle
M_{2red}	Nm	Auf die Sonnenwelle reduziertes Wechselmoment der Nockenwelle
M_A	Nm	Anschlagsmoment
M_B	Nm	Bremsmoment der Aktors
M_E	Nm	Summenmoment aller intern und extern wirkenden Drehmomente
M_{NW}	Nm	Wechselmoment der Nockenwelle
M_P	Nm	Drehmoment um die Drehachse eines Planeten
M_R	Nm	Reibmoment
M_Z	Nm	Verstellmoment der Planeten
P_i	W	Innere Leistung aus dem Verbrennungsprozess
R	m	Radius
R_{Spule}	Ω	Ohm'scher Widerstand der Spule
R_{20}	Ω	Ohm'scher Widerstand bei $20^\circ C$
R_m	$AV^{-1}s^{-1}$	Magnetischer Widerstand, Reluktanz [Ampere pro Voltsekunde]
R_{BSWn}^2	$[-]$	Korrelationskoeffizient der Schwingweiten-Bremsfunktion vor dem Sprung
R_{BSWv}^2	$[-]$	Korrelationskoeffizient der Schwingweiten-Bremsfunktion nach dem Sprung
R_{BVF}^2	$[-]$	Korrelationskoeffizient der Verstellgeschwindigkeits-Bremsfunktion „Früh“

R_{BVS}^2	$[-]$	Korrelationskoeffizient der Verstellgeschwindigkeits-Bremsfunktion „Spät“
R_{RSW}^2	$[-]$	Korrelationskoeffizient der Schwingweiten-Reibungsfunktion
R_{RVF}^2	$[-]$	Korrelationskoeffizient der Verstellgeschwindigkeits-Reibungsfunktion „Früh“
R_{RVS}^2	$[-]$	Korrelationskoeffizient der Verstellgeschwindigkeits-Reibungsfunktion „Spät“
SWn_{100}	$^{\circ}KW$	Ausgangslage der Schwingweite nach dem Sprung
SWv_{100}	$^{\circ}KW$	Ausgangslage der Schwingweite vor dem Sprung
U_m	A	Durchflutung (magnetische Spannung)
U_{Spule}	V	Elektrische Spannung an der Spule
V_{S100}	$^{\circ}KW/s$	Ausgangslage der Verstellgeschwindigkeit nach „Früh“
V_h	m^3	Zylinderhubvolumen
V_L	m^3	Luftvolumen
V_{S100}	$^{\circ}KW/s$	Ausgangslage der Verstellgeschwindigkeit nach „Spät“

Kleine Formelzeichen

Formelzeichen	Einheit	Bedeutung
b_{Sf}	m	Breite des Spulenfensters
d_{Draht}	m	Durchmesser des Spulendrahtes inkl. Isolierung
d_{Kern}	m	Durchmesser des reinen Spulendrahtes (z.B. Kupferkerns)
f_{kSS}	$[-]$	Funktion des „konventionellen Stopp-/Starts
h_{Sf}	m	Höhe des Spulenfensters
h_g	m	Abstand zur nachfolgenden Lage

h_{ug}	m	Abstand der ungeradzahigen Lagen zueinander
i	$[-]$	Zylinderzahl
i_{12}	$[-]$	Getriebeübersetzungsverhältnis Sonnenwelle/Hohlrاد
i_{1P}	$[-]$	Getriebeübersetzungsverhältnis Sonnenwelle/Planet
i_{1S}	$[-]$	Getriebeübersetzungsverhältnis Sonnenwelle/Stegwelle
k	$[-]$	Index mit $k \in \mathbb{N}$
l_{Draht}	m	Länge des Spulendrahtes
l_{Jbe}	m	Länge des Jochbeins
l_{Spule}	m	Länge der Spule
m_{aus}	kg	Restgasmasse
m_B	kg	Brennstoffmasse
m_{ein}	kg	Gesamte Masse an Frischgas
m_{Fr}	kg	Frischgasmasse
m_k	kg	Masse des Körpers „k“
m_L	kg	Luftmasse
m_{RG}	kg	Restgasmasse
$m_{spül}$	kg	Zur Spülung verwendete Frischgasmasse
m_{th}	kg	Theoretische mögliche Füllmasse
m_{VG}	kg	Masse des verbrannten Gases
m_{Zyl}	kg	Ladungsmasse im Brennraum
n	min^{-1}	Drehzahl der Kurbelwelle in Umdrehungen pro Minute
n_1	min^{-1}	Betriebsdrehzahl der Sonnenwelle
n_2	min^{-1}	Betriebsdrehzahl des Hohlrades
n_s	min^{-1}	Betriebsdrehzahl der Stegwelle
n'_1	min^{-1}	Drehzahl der Sonnenwelle bei Stegdrehzahl = $0min^{-1}$
n'_2	min^{-1}	Drehzahl des Hohlrades bei Stegdrehzahl = $0min^{-1}$
n'_P	min^{-1}	Drehzahl des Planeten bei Stegdrehzahl = $0min^{-1}$
n''_1	min^{-1}	Drehzahl der Sonnenwelle bei $n''_1 = n''_2 = n''_s = n_s$

n_2''	min^{-1}	Drehzahl des Hohlrades bei $n_1'' = n_2'' = n_s'' =$
n_s''	min^{-1}	n_s Drehzahl der Stegwelle bei $n_1'' = n_2'' = n_s'' =$
n_{Spule}	$[-]$	n_s Windungszahl der Spule
n_{ges}	$[-]$	Gesamtwindungszahl der Spule
n_{Lg}	$[-]$	Anzahl der geradzahlgigen Lagen
n_{Lug}	$[-]$	Anzahl der ungeradzahlgigen Lagen
n_{Wg}	$[-]$	Windungszahl der geradzahlgigen Lagen
n_{Wug}	$[-]$	Windungszahl der ungeradzahlgigen Lagen
p_{me}	$[bar]$	Effektiver Mitteldruck
p_{Zyl}	$[bar]$	Zylinderinnendruck
r	m	Kurbelradius
r_1	m	Radius der Sonnenwelle
r_2	m	Radius des Hohlrades
r_a	m	Außenradius des Spulenfensters
r_i	m	Innenradius des Spulenfensters
r_p	m	Radius eines Planeten
r_k	m	Radius des Körpers „k“
t_{100}	s	100% Grenze der Startzeit mit konventionel-
		lem Startersystem
t_{ISG}	s	Startzeit eines Verbrennungsmotors mit inte-
		griertem Startersystem
t_{KSS}	s	Startzeit eines Verbrennungsmotors mit kon-
		ventionellem Startersystem
t_{Uv}	s	Startzeit eines Verbrennungsmotors mit kon-
		ventionellem Startersystem ohne Verriegelung
x_{Reib}	$\%$	Skalierungsfaktor des Reibmomentes
x_{MB}	$\%$	Skalierungsfaktor des Bremsmomentes

Griechische Formelzeichen

Formelzeichen	Einheit	Bedeutung
α_{20}	$\%/K$	Materialspezifischer Temperaturkoeffizient
η_i	$[-]$	Innerer Wirkungsgrad des Verbrennungsmotors

η_m	[-]	Mechanischer Wirkungsgrad des Verbrennungsmotors
Φ	Vs	Magnetischer Fluss [Weber: $1Wb = 1 \frac{kgm^2}{As^2} = 1Vs$]
ϕ	°	Phasenwinkel der Kurbelwelle
$\dot{\phi}_1$	°KW	Winkelgeschwindigkeit einer Sonnenwelle
$\ddot{\phi}_1$	°KW	Winkelbeschleunigung einer Sonnenwelle
$\dot{\phi}_2$	°KW/s	Winkelgeschwindigkeit der Nockenwelle
ϕ_k	°KW	Drehwinkel einer Welle „k“
$\dot{\phi}_k$	°KW	Winkelgeschwindigkeit einer Welle „k“
$\ddot{\phi}_k$	°KW	Winkelbeschleunigung einer Welle „k“
ϕ_{Soll}	°KW	Sollphasenlage der Nockenwelle
μ	[-]	Magnetische Permeabilität ($\mu = \mu_0 \cdot \mu_r$)
μ_0	N/A^2	Vakuumpermeabilität [Newton pro Ampere ²]
μ_r	[-]	Permeabilitätszahl für ausgewählte Materialien
ϑ	K	Temperatur
ρ	$\Omega \cdot mm^2/m$	Spezifischer elektrischer Widerstand (Resistivität)
ρ_L	kg/m^3	Dichte der Luft
ρ_{th}	kg/m^3	Dichte der theoretischen Füllmasse
λ	[-]	Kraftstoff-Luft-Verhältnis
λ_a	[-]	Luftaufwand
λ_l	[-]	Liefergrad
ω	°/s	Winkelgeschwindigkeit der Kurbelwelle
ω_1	°/s	Winkelgeschwindigkeit der Sonnenwelle
ω_2	°/s	Winkelgeschwindigkeit der Hohlrad
ω_{NW}	°/s	Verstellgeschwindigkeit der Nockenwelle bezogen auf die Kurbelwelle
ω_P	°/s	Winkelgeschwindigkeit des Planeten
ω_S	°/s	Winkelgeschwindigkeit der Stegwelle
$\dot{\omega}$	°/s ²	Winkelbeschleunigung der Kurbelwelle
$\dot{\omega}_1$	°/s ²	Winkelbeschleunigung der Sonnenwelle

KAPITEL 1

EINLEITUNG

Die Anforderungen an moderne Verbrennungsmotoren waren noch nie so hoch und anspruchsvoll wie aktuell. Ein Blick in die nähere Zukunft zeigt zudem, dass diese Anforderungen seitens des Kunden und des Staates auch weiter steigen werden. Der Hauptfokus liegt hierbei eindeutig auf der Reduktion von Kraftstoffverbrauch und Schadstoffemissionen. Neben einem wachsenden ökologischen Denken in der Bevölkerung sanktioniert der Staat Verstöße gegen CO₂-Auflagen mit hohen Strafzahlungen. Daher ist das Interesse der Automobilbranche besonders hoch, die Ansprüche des Umfeldes wahrzunehmen und ihnen mit innovativen Lösungsansätzen gerecht zu werden. Für das Aggregat „Hubkolbenmotor“ bedeutet dies eine ganzheitliche Weiterentwicklung. Nach [van Basshuysen and Schaefer, 2012] und [Schreiner, 2011] liegen die aktuellen Wirkungsgrade von PKW-Dieselmotor und PKW-Ottomotor, sowohl im jeweiligen Bestpunkt als auch bei Stadtbetrieb bei:

- PKW-Dieselmotor (Bestpunkt) : 42%,
- PKW-Dieselmotor (Stadtbetrieb) : 20%,
- PKW-Ottomotor (Bestpunkt) : 37%,
- PKW-Ottomotor (Stadtbetrieb) : 10-15%.

Da der jeweilige Bestpunkt eine eher theoretische Relevanz als einen im realen Fahrzyklus wirklichen Anwendungspunkt darstellt, wird deutlich, dass

noch immer mehr als 60% der induzierten Energie verloren geht. Nach [Heikel and Becker, 2012] ergeben sich folgende Ansätze zur Steigerung des Gesamtwirkungsgrades:

- Konstruktion/Fertigung/Werkstoffe:
 1. Leichtbaukonstruktion für geringere Massenträgheit
 2. Erhöhte Bauteilfestigkeit für höhere Betriebsdrücke
 3. Downsizing
- Anpassung Otto- an den Dieselmotor:
 1. Direkteinspritzung
 2. Verringerung der Drosselverluste:
 - a) Downsizing/Aufladung
 - b) Ladungsschichtung
 - c) Variabler Ventiltrieb
 3. Verbrennung mit Selbstzündung (bisher nur Forschungsaggregate)
- Anpassung Diesel- an den Ottomotor:
 1. Reduzierung der Verdichtung, dadurch geringere Schadstoffemission
 2. Homogene Verbrennung (bisher nur Forschungsaggregate)
- Downsizing:
 1. Betrieb der Aggregate in der Teillast bei höheren Mitteldrücken
 2. Leistungsdarstellung durch Aufladung
 3. Gewichtseinsparung durch hohe Leistungsmassen
- Getriebemanagement:
 1. Lange Übersetzungen zur Erhöhung des Mitteldrucks in der Teillast
 2. Doppelkupplungsgetriebe zur Erhöhung des Mitteldrucks in der Teillast bei optimaler Fahrdynamik
- Verbesserung der thermodynamischen Prozessführung:

1. Brennraumgeometrie
 2. Variabler Ventiltrieb
 3. Gemischaufbereitung
 4. Zylinderdrucksensoren
 5. Regelmodelle zur Prozessführung
- Energiemanagement/Thermomanagement:
 1. Start/-Stopp Betrieb
 2. Schaltbare oder regelbare Nebenaggregate
 3. Gezieltes Aufheizen auf Betriebstemperatur
 4. Geregelter Betrieb im Temperaturbestpunkt
 - Tribologie:
 1. Verringerte Reibleistung und Verschleiß durch z.B.:
 - a) neuartige Beschichtungen bzw. Grundwerkstoffe
 - b) angepasste Konstruktion

Im Rahmen dieser Arbeit wird ein interdisziplinärer Beitrag zur „Verbesserung der thermodynamischen Prozessführung“ durch einen passiven elektromechanischen Phasensteller („variabler Ventiltrieb“) in Verbindung mit dem „Start/-Stopp Betrieb“ gestellt. Die beschriebene Komponente stellt ein wichtiges Tool zur Erschließung zukünftiger Maßnahmen dar. Da die Produktlebens- und Innovationszyklen moderner Fahrzeugsysteme immer schneller und kurzlebiger werden, ist es auf Seiten der Entwicklung von höchster Bedeutung, die Prozessketten möglichst kurz zu gestalten und parallel auszuführen. Durch den Einsatz definierter Vorgehensmethoden wird versucht, die Prozesse einheitlich und definiert zu gestalten. Durch schrittweises Vorgehen wird das Produkt letztlich bis hin zum finalen Stand entwickelt. Dabei spielen gerade in frühen Bereichen der Entwicklung mechatronischer Komponenten Modelle eine wesentliche Rolle. Sie stellen ein Abbild der Realität dar, deren Ausprägungen auf die zur Untersuchung wesentlichen Merkmale reduziert sind. Das Modell eines passiven elektromechanischen Phasenstellers umfasst eine Vielzahl aus geometrischen Größen, physikalischen Zusammenhängen und mechanischen Kopplungen. Um den Nutzwert einer neuen Variante zu erforschen, müssen geänderte Parameter eingegeben und anschließend deren Auswirkung simuliert werden. Eine Änderung

bewirkt folglich ein Ergebnis. Sobald nun aber mehrere Parameter unabhängig voneinander verändert bzw. optimiert werden sollen, hieße dies einen exponentiellen Anstieg der zu untersuchenden Varianten. Im Rahmen einer methodischen Produktentwicklung wäre dazu noch die Auffächerung der angewandten Vorgehensmodelle notwendig. So müsste jeder neue Pfad einzeln bewertet und weiter verfolgt werden. Durch die hohen Konsequenzen des Mehraufwandes bleiben Varianten häufig unbeachtet.

Um dennoch eine ganzheitliche Erfassung der Einflussgrößen zu ermöglichen, werden in dieser Arbeit geeignete Methodenansätze entwickelt, die die Korrelation entscheidender Größen aufdecken und darstellen. Die Vorgehensweise wird dabei am Anwendungsbeispiel der „Verbesserung der thermodynamischen Prozessführung“ in Verbindung mit dem „Start/-Stopp Betrieb“ aufgeführt. Mit Hilfe dieser speziellen Methodik soll es anschließend möglich sein, den Einfluss von konstruktiven Maßnahmen am Verbrennungsmotor auf die Anwendung im Motor-Stopp-Start zu prognostizieren. Die Zusammenhänge werden dabei in Form von mathematischen Funktionen dargestellt. Durch das hierfür notwendige systematische Vorgehen bedarf es neuer Ansätze. Diese definieren zugleich den wissenschaftlichen Anspruch dieser Arbeit. Mit Hilfe der Methodik soll es letztlich möglich sein, für alle Bauteilgruppen sinnvolle Prognosen über den Nutzen von Varianten erstellen zu können. Dies könnte beispielsweise die Prognose der Frischgas-Verbrennung auf Grund von konstruktiven Änderungen an der Einspritzung sein, oder die Prognose von Voll- und Teillastverbräuchen durch konstruktive Änderungen der Pleuellängen, Pleuzapfenhübe oder der Pleuwellenprofile.

METHODIKEN ZUR ENTWICKLUNG TECHNISCHER PRODUKTE

Nach [Pahl et al., 2004] ist es die Aufgabe des Ingenieurs, für technische Probleme Lösungen zu finden. Er stützt sich dabei auf natur- und ingenieurwissenschaftliche Erkenntnisse und berücksichtigt stoffliche, technologische und wirtschaftliche Bedingungen sowie gesetzliche, umwelt- und menschenbezogene Einschränkungen. Die Lösungen müssen vorgegebene und selbst erkannte Anforderungen erfüllen. Nach deren Klärung werden aus anfänglichen Problemen konkrete Teilaufgaben, die der Ingenieur im Prozess der Produktentstehung bearbeitet. In Zeiten immer kürzer wählender Produktlebenszyklen bedarf es dabei möglichst effizienter und standardisierter Vorgehensweisen. Im Laufe der Zeit haben sich so für die unterschiedlichsten Entwicklungsprozesse Methodiken bewährt. Durch die Vielzahl an Vorgehensmodellen muss der Entwickler diese möglichst genau passend zu den Rahmenbedingungen seiner Problemstellung auswählen. Dies entspricht auch der Aussage von [Lindemann, 2009a], wonach die Zielplanung der Ausgangspunkt für ein erfolgreiches Arbeiten in der Produktentwicklung ist. Sobald das Ziel eindeutig definiert ist, beginnt die Lösungssuche, also die Auswahl geeigneter Alternativen und Varianten, auf Basis derer die eigene Problemstellung aufgebaut und erweitert wird. Erst nachdem die Kenntnis aller lösungsrelevanten Parameter vorliegt, kann eine Entscheidung herbeigeführt werden. Zusammengefasst lassen sich die meisten Modelle nach diesen drei Schritten abstrahieren:

1. Zielplanung,
2. Lösungssuche und
3. Entscheidung.

2.1 Allgemeine Vorgehensweise bei der Produktentwicklung

Häufig unterliegen Entwickler einem Rationalisierungsbedürfnis, wodurch Problemstellungen mit maximaler Effizienz erreicht werden sollen. So generieren beispielsweise Entwickler von Neukonstruktionen wiederverwendbare Dokumente, die den Prozess von der Ideenfindung bis zur Fertigung schrittweise und geordnet festhalten. Bei Anpassungskonstruktionen werden diese bereits bewährten Lösungsprinzipien beibehalten und nur partiell durch Neukonstruktionen erweitert. Maßgebend stehen hierbei geometrische, fertigmäßige, fertigungs- und werkstofftechnische Fragestellungen im Vordergrund. Letztlich lassen sich für jede Branche spezifische Aufgabenstellungen definieren. Dabei ist entscheidend, dass sich der Konstruktionsprozess dynamisch in Form eines Regelungsprozesses verhält. So müssen die erarbeiteten Informationen so lange rekursiv wiederverwendet werden, bis der Informationsgehalt groß genug für eine optimale Lösungsfindung ist [Pahl et al., 2004]. Um dennoch das breite Spektrum an Aufgabenstellungen zu klassifizieren, benennt [Pahl et al., 2004] drei umfassende Kategorien:

1. Systemtechnik
2. Wertanalyse
3. Konstruktionsmethoden

Die Systemtechnik beschreibt eine interdisziplinäre Wissenschaft, welche Methoden, Verfahren und Hilfsmittel zur Analyse, Planung, Auswahl und optimalen Gestaltung komplexer Systeme bereitstellt. Dabei werden im Allgemeinen komplexe Problemstellungen in einzelnen Arbeitsschritten gelöst, welche sich an den Schritten jeder Entwicklungstätigkeit, der Analyse und Synthese orientieren. Die Vorgehensweise beginnt dabei ebenfalls mit der Problemanalyse, also der Konkretisierung der Zielsetzung. Dabei spielt das Sammeln und Aufbereiten von spezifischen Informationen eine entscheidende Rolle: Sie liefern die Basis zur Formulierung des eigenen Ziels. Die Zielsetzung definiert dabei nicht nur die Ausgangslage, sondern dient gleichzeitig

auch als Referenz bei der späteren Bewertung der Lösungsvarianten. Um hier die optimale Variante auszuwählen, wird die Größe der Schnittmengen aller Lösungsalternativen zu den Zielanforderung ausgewertet. Dabei bilden die Eigenschaften der Lösungen die zu bewertende Grundlage. In den meisten Fällen ist dabei eine einzelne Lösungsvariante noch lange nicht zielführend: Hierfür werden durch Rekursion und iterative Weiterentwicklung die jeweiligen Stufen der Lebensphasen optimiert, bis die Schnittmenge maximal ist.

Das Ziel der Wertanalyse ist nach DIN 66910 die Senkung von Kosten. Die exakte Ausgestaltung entspricht dabei jedoch einer methodischen Vorgehensweise, ähnlich der Weiterentwicklung. So wird eine bereits bestehende Konstruktion anhand ihrer Kosten bewertet und mit neuen Kostenzielen beaufschlagt. Aus dem Delta von Soll- und Istzustand ergeben sich dadurch Anpassungs- und Änderungsmaßnahmen. Ähnlich der allgemeinen Vorgehensmethodik arbeitet die Wertanalyse mit funktionsorientiertem und schrittweisem Vorgehen zur Erschaffung besserer Lösungsvarianten. Zur ganzheitlichen Erfassung aller Kostentreiber stellt die Wertanalyse einen interdisziplinären Ansatz dar, deren Schwerpunkt in der Kommunikation von Fachleuten aus Vertrieb, Einkauf, Konstruktion, Fertigung und Kalkulation liegt. Ein weiterer Schwerpunkt liegt in dem Aufbrechen der Gesamtfunktion (Top-Down) auf die Einzelfunktionen und der anschließenden Erfassung der Einzelkosten, welche sich wieder (Bottom-Up) zu den Gesamtkosten des Systems aufrechnen lassen. Diese „Funktionskosten“ stellen letztlich die Grundlage zur Bewertung von Entwicklungspotenzialen dar. Dabei sind stets die Bereiche zu bearbeiten, welche das größte Aufwand-Nutzen-Potenzial bieten. Neuere Ausprägungen der Wertanalyse zielen darauf ab, bereits in frühesten Stadien der Produktentwicklung regulierende Maßnahmen zu treffen. Damit nähert sich das System den Zielsetzungen der allgemeinen Konstruktionsmethodik.

Unter Konstruktionsmethoden werden Modelle verstanden, die vor allem die Entwicklung neuer Produkte beschreiben. Nach [VDI, 1997] wird ein Plan zum Vorgehen definiert sowie Einzelmethoden zum Konzipieren technischer Produkte. Nach [VDI, 1993] wird ein generelles Vorgehen zur Entwicklung und Konstruktion technischer Produkte dargestellt. Der Fokus liegt dabei speziell auf Themen aus Maschinenbau, Feinwerktechnik, der Schaltungs- und Softwareentwicklung und der Planung von verfahrenstechnischen Anla-

gen. Durch sieben definierte Schritte, welche sich über vier Phasen der Produktentwicklung erstrecken, soll die Vorgehensweise eine Vielzahl an Schnittstellen bieten. Jede dieser Schnittstellen, beim Übergang eines Schrittes zum nächsten, ermöglicht ein iteratives Vor- oder Rückspringen zu einem oder mehreren Arbeitsschritten. Dadurch erhält das System eine besonders hohe Flexibilität.

Nach [Lengfeld, 2011] liegt die Schlüsselrolle für die Lösung von Problemstellungen in der Informationsbeschaffung. So wird jede Produktentwicklung mit der Gewinnung von Informationen begonnen. [Rähse, 2007] benennt als Quelle für Produktideen die „Drei C's“: customer, company und competitor (Kunde, Firmenmitarbeiter, Konkurrent). Demnach erfolgt ein Teil der Ideengenerierung durch Adaption bei der Konkurrenz. Hiervon verspricht [Rähse, 2007] sich eine maßgebliche Steigerung der Erfolgswahrscheinlichkeit sowie Einsparpotenziale bei der Anstellung von Marktforschungen und Testdurchläufen. Hierzu müsste jedoch eine extrem schnelle Entwicklung erfolgen, welche zeitgleich bereits vorhandene Patente umschifft. Dass dabei die Möglichkeiten von Innovationen komplett außer Acht gelassen werden und eine einheitliche Orientierung an seiner Vorgehensweise zur Marktstagnierung führen würde, relativiert [Rähse, 2007]'s Modell jedoch.

Anders definiert [Wagner and Thieler, 2007] die Qualität der Informationsbeschaffung: Demnach sei die erfolgversprechendste Variante die Marktanalyse. Als ein mächtiges Werkzeug wird die Literatur benannt. Diese unterteilt sich in Primär- und Sekundärliteratur. Unter Primärliteratur werden im Allgemeinen Schutzrechte, Fachzeitschriften, Tagungsberichte, Messeberichte, Fachbücher, Normen, Richtlinien, Diplomarbeiten und Dissertationen an Hochschulen sowie Firmenschriften verstanden. Dadurch kann bereits der Großteil an Informationsbedarf abgedeckt werden. Zur Sekundärliteratur zählen Dokumentationskarteien, Fachbibliografien, Referatedienste und Magnetbanddienste. Ein weiteres, umfassenderes Werkzeug stellt die Unterteilung der Quellen nach intern und extern dar. Interne Quellen beschreiben dabei das Vorschlagswesen, Erfindungen, einen Ideenpool, Patent- und Literaturanalysen, Reklamationen und Produktanfragen; externe Quellen die Marktanalyse, Konkurrenzanalyse, Trendstudien, Kundenbefragungen, Forschungsaufträge und Erfinderbörsen. Nach [Dörner, 1999] ist die Problemlösung gleich der Informationsverarbeitung. Für die wichtigsten Begriffe des

Informationsumsatzes sei auf die DIN-Normen [DIN, 1972] und [DIN, 1984] verwiesen. Nach [Pahl et al., 2004] werden Informationen gewonnen, verarbeitet und ausgegeben. Diesen Informationsumsatz zeigt Abbildung 2.1. Als Varianten der Informationsgewinnung können die bereits von [Wagner and Thieler, 2007] definierten Quellen genutzt werden. Unter dem Begriff der Informationsverarbeitung wird die Umsetzung der gesammelten Informationen in brauchbare Informationen verstanden. Dies erfolgt durch Analyse, Synthese durch Überlegungen und Kombination, Ausarbeiten von Lösungskonzepten, Berechnen, Experimentieren, Durcharbeiten und Korrigieren von Skizzen, Entwürfen und Zeichnungen sowie durch Beurteilen von Lösungen. Anschließend werden die Ergebnisse wieder ausgegeben und in Form von Skizzen, Zeichnungen, Tabellen, Versuchsberichten, Montage- und Betriebsanweisungen, Bestellungen oder Arbeitsplänen festgehalten. Anschließend folgt zumeist noch eine zusätzliche Speicherung des Gesammelten. Durch

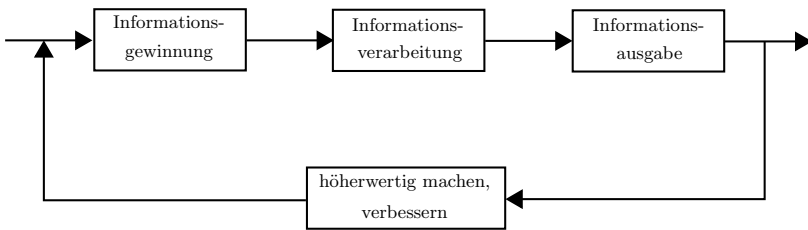


Abbildung 2.1: Informationsumsatz mit Iterationsschleife nach [Pahl et al., 2004]

stetiges Iterieren der Informationen über den gesamten Entwicklungsprozess hinweg wird letztlich eine stetige Verbesserung der Ausgangslage geschaffen.

Zusammengefasst bedeutet der Einsatz einer geeigneten, allgemein gültigen Vorgehensweise bei der Produktentwicklung eine iterative, zieldefinierte und strukturierte Aufwertung bedarfsorientierter Informationen hin zum optimalen Produkt, deren Gesetzmäßigkeit unabhängig von der Branche oder dem Kenntnisstand des Anwenders gültig ist.

2.2 Einsatz spezifischer Vorgehensmodelle

Die meisten spezifischen Vorgehensmodelle sind auf der Basis der allgemeinen Vorgehensweise in der Entwicklung von Produkten begründet. Dabei zeichnen sie sich speziell dadurch aus, dass sie mehr oder weniger stark an ein spezifisches Ziel oder Anwendungsgebiet angepasst sind. So kann beispielsweise bei dem einen Modell die Kostenoptimierungen im Vordergrund stehen [Ehrlenspiel, 2009], während andere Modelle sich auf Produktdesign und Marktattraktivität spezifizieren [Rähse, 2007]. In vielerlei Fällen ist der Kern der Vorgehensweise dabei gleichartig gerichtet. Ein Erfolg lässt sich daraus aber nicht zwingend ableiten. [Dörner, 1999] sagt hierzu, dass eine einwandfrei auf alle Anwendungsgebiete zutreffende und ideal funktionierende „kanonisierbare Optimalform“ nicht existiert. Auch nach [Pahl et al., 2004] ist der dort als „Königsweg“ bezeichnete Alleskönner reine Utopie. [Lindemann, 2009a] begründet dies auf der Vielzahl an Parametern, die dafür Sorge tragen, dass selbst ähnliche Entwicklungssituationen und -prozesse nie vollständig gleich sind. Die Ausprägungen solcher Parameter können demnach von der Art und Komplexität des Produktes, den Projektzielen, dem Zeitkontingent oder den Ressourcen, wie Mitarbeitern oder Werkzeugen, definiert werden. Ebenso sind auch individuelle Einflüsse, wie die Umwelt oder die Tagesform der oder des Mitarbeiter(s), ausschlaggebend. Dementsprechend dienen allgemeine Vorgehensmodelle meist als Basis zur Inputorientierung von Verhaltensweisen. Dabei stellt die geeignete Auswahl einer Modellbasis gleich die erste Hürde dar.

Der Vergleich einiger bewährter Vorgehensmodelle zeigt auf, dass ein wesentlicher Unterschied im Blickwinkel liegen kann. So können nach [Lindemann, 2009a] Prozesse auf elementarer Denk- und Handlungsbasis untersucht werden (Mikrologik). Mit zunehmender Komplexität entwickeln sich aus elementaren Handlungsabläufen operative Arbeitsschritte, welche wiederum in Phasen überführt werden können. Die Gesamtheit aller Phasen ist zu guter Letzt das Gesamtprojekt, also die Ebene der geringsten Komplexität (Makrologik). Obwohl eine kleine Auflösung die Erfassung großer Spektren ermöglicht, wird empfohlen, unter Anwendung des Systemdenkens zwischen diesen Stufen der Prozessgranularität wiederholt zu wechseln. Nach [Ehrlen-

spiel, 2009] lassen sich den einzelnen Stufen der Prozessgranularität grobe Produktumfänge zuordnen. So sind Prozesse der Mikrologik eher Detailänderungen bei Maßen oder Toleranzen. Baugruppentwürfe oder mittelgroße Maschinen fallen dabei in den Bereich größerer Arbeitsschritte. Das Projekt im Gesamten gehört zur Makrologik. Es beinhaltet dabei die komplette Entwicklung sowie den Prozess bis hin zum fertigen Produkt.

Die Einteilung bewährter Vorgehensmodelle anhand dieser Klassifizierung zeigt Tabelle 2.1. Dabei sinkt zeilenweise die Komplexität der Ebenen von der Mikrologik (deskriptiver Charakter, hoher Abstraktionsgrad, domänenübergreifend) zur Makrologik (präskriptiver, prozeduraler Charakter, konkrete Handlungsanweisungen, domänenspezifisch).

Vorgehensmodelle	Charakteristika
TOTE-Modell: Test-Operate-Test-Exit [Miller et al., 1973]	Beschreibung der Vorgänge zur Handlungsregulation auf elementarer Ebene
VVR-Zyklus: Vergleich-Veränderung-Rückmeldung [Hacker, 2014a]	Zusätzliche Betrachtung der Rückwirkungen auf das Umfeld
DPS: Discursive Problem Solving [Imai, 2001]	Abstrakte Formulierung von Zielen vor und während der Lösungssuche
PDCA-Zyklus: Plan-Do-Check-Act [Hacker, 2014b]	Betonung vor allem der umsetzungsorientierten Handlungsschritte
Rubikonmodell der Handlung [Heckhausen and Heckhausen, 2010]	Beschreibt die Bewusstseinslagen des Handelnden in den verschiedenen Handlungsphasen
GRASCAM Process: [Dörner, 1999]	Abfolge von Schritten der Informationsverarbeitung zur Lösung von Kompositionsproblemen
Problemlösungszyklus des Systems Engineering [Dänzer, 2002]	Darstellung des Grundmusters zur Problemlösung
Vorgehenszyklus nach Ehrlenspiel [Ehrlenspiel, 2009]	Verfeinerung der Hauptschritte des Problemlösungszyklus
MVM: Münchener Vorgehensmodell [Lindemann, 2009a]	Betonung der Vorbereitung der Lösungssuche und der Reflexion; flexible, adaptive Navigation
Vorgehensplan zur Lösung von Erfindungsaufgaben [Altschuller, 1986]	Problemlösung durch Abstraktion und (Rück-) Übertragung auf die konkrete Problemsituation

Symmetrical problem/solution model [Cross, 2008]	Betont den iterativen Charakter eines koevolvierenden Prozesses der Problem- und Lösungsentwicklung
Generelles Vorgehen beim Entwickeln und Konstruieren - VDI2221 [VDI, 1993]	Unterteilung der Arbeitsschritte des Entwickelns und Konstruierens nach sieben Abstraktions bzw. Konkretisierungsebenen
Phasen des Entwickelns und Konstruierens [Pahl et al., 2004]	Hauptphasen des Entwicklungsprozesses: Planen und Klären der Aufgabe, Konzipieren, Entwerfen, Ausarbeiten
W-Modell der IRM-Methodik [Brandenburg, 2005], [Eversheim, 2008]	Idealtypischer Vorgehensleitfaden zur Planung des Innovationsprozesses
Idealised model for product development [Andreasen and Hein, 1987]	Beschreibt das integrative Vorgehen von Marketing, Produktentwicklung und Produktion
V-Modell - VDI-Richtlinie 2206 [VDI, 2004]	Makrozyklus zur Entwicklung mechatronischer Systeme
u. v. a. m.	

Tabelle 2.1: Vorgehensmodelle der Produktentwicklung nach [Braun, 2002]

2.3 Vorgehensmodelle auf der Mikroebene

Die Vorgehensmodelle auf der Ebene der Mikrologik sind dadurch gekennzeichnet, dass sie domänenübergreifend anwendbar sind. Sie beschreiben zu meist Lösungsansätze bzw. Denk- und Handlungsabläufe für Problem- oder Aufgabenstellungen unterschiedlichster Art. Ein sehr bekanntes und auch bewährtes Modell auf elementarer Ebene ist das TOTE-Modell [Miller et al., 1973]. In diesem wird ein Istzustand solange iteriert, bis der gewünschte Sollzustand erreicht ist. Das Modell besitzt dabei drei Zustände: 1. „Test“. In der Test-Phase wird der Soll-/Ist-Vergleich durchgeführt. Fällt die Überprüfung negativ aus, folgt der 2. Zustand: „Operate“. Unter Operate wird die Handlung verstanden, welche aus Sicht des Anwenders nötig ist, um den Sollzustand zu erreichen. Nach jedem „Operate“-Zustand folgt anschließend wieder der „Test“-Zustand. Dieser Kreis stellt eine Iterationsschleife dar. Ist der Sollzustand erreicht, kann die Schleife über den 3. Zustand „Exit“ verlassen werden. Aus den Anfangsbuchstaben der aufeinander folgenden Zustände, **T**est - **O**perate - **T**est - **E**xit leitet sich letztlich der Name TOTE ab. Durch die hohe Detailauflösung der Handlungsabläufe des TOTE-Modells ist es

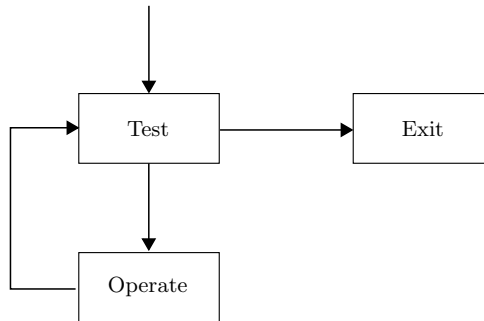


Abbildung 2.2: TOTE-Modell nach [Miller et al., 1973]

ein häufiger Bestandteil weiterer Vorgehensmodelle geworden. So baut beispielsweise der von [Hacker, 2014a] entwickelte VVR-Zyklus grundlegend auf dem TOTE-Schema auf. Wie in Tabelle 2.1 aufgeführt, stehen die Buchstabenkürzel VVR für „Vergleich-Veränderung-Rückmeldung“. Ein wesentlicher Unterschied zum TOTE-Modell liegt darin, dass der VVR-Zyklus aktiv mit der Umwelt korrespondiert (vgl. Abbildung 2.3). Nach [Lindemann, 2009b] handelt es sich um einen offenen Regelkreis, bei dem das Ergebnis noch vor dem Ausführen von Handlungen vorweggenommen (antizipiert) wird. Die Handlung entspricht demnach einem definierten Aktionsprogramm. Im Gegensatz zum TOTE-Modell ist der VVR-Zyklus stärker an das Ziel orientiert.

2.4 Vorgehensmodelle auf der Makroebene

Die nachfolgenden Vorgehensmodelle dienen der Problemlösung auf Basis von operativen Arbeitsschritten. Nach [Lindemann, 2009b] ist es der Anspruch dieser Modelle, den Entwickler oder Projektleiter bei der Lösung von Problemen zu unterstützen. Dabei sollen die Vorgehensmodelle jedoch nicht auf elementarer Ebene, sondern im Rahmen komplexer Zusammenhänge eingesetzt werden. Bei den Modellen nach [Dänzer, 2002], [Ehrlenspiel, 2009] und [Klein, 2014] liegt der Fokus auf der Definition eines Grundmusters zur Problembewältigung. Durch den präskriptiven Charakter werden diese zu Leitfäden für unerfahrene Anwender. Im Gegenzug bedarf ein jedes dieser Modelle einen hohen Erfahrungsgrad im Umgang mit diesen Modellen.

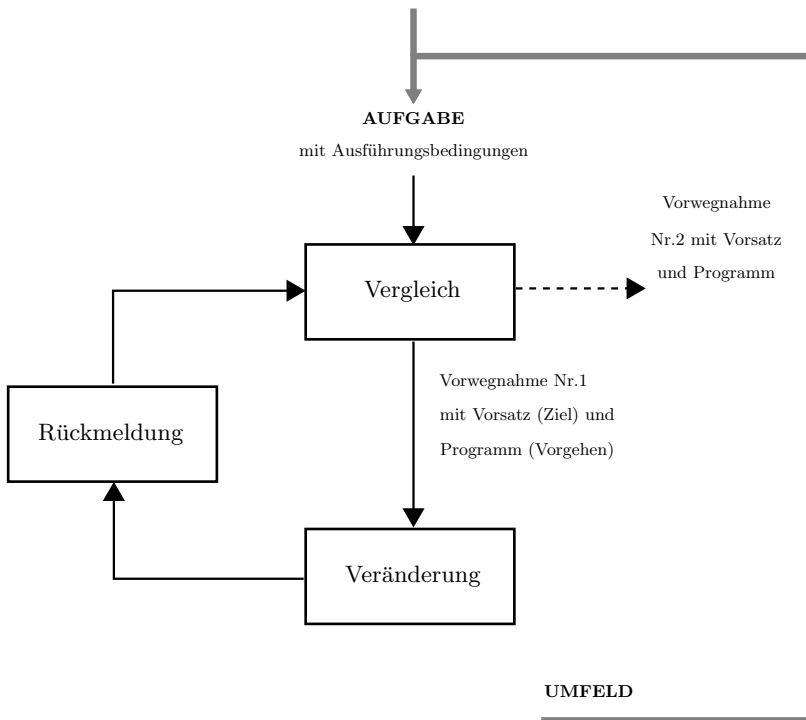


Abbildung 2.3: VVR-Zyklus nach [Hacker, 2014a]

Der von [Dänzer, 2002] entwickelte Problemlösezyklus gehört zum Systems Engineering und soll bei jeder Form und Art von Problemen einsetzbar sein (vgl. Abbildung 2.4). Die drei Hauptschritte lassen sich in „Zielsuche“, „Lösungssuche“ und „Auswahl“ unterteilen. Befindet sich der Anwender in der Phase der Zielsuche, so gibt [Dänzer, 2002] als Maßnahmen die „Situationanalyse“ und die „Zielformulierung“ vor. Beide dienen hierbei der Erlangung der Situationserkenntnis. Sobald der Anwender sich dieser Situation bewusst ist, erfolgt die Lösungssuche. Die Lösungssuche ist definiert durch eine Hybrid-Situation, bestehend aus „Synthese“ und Analyse“. Nach [Lindemann, 2009b] bringt das zyklische Wechselspiel beider Schritte dem Modell einen stark iterativen Charakter, ähnlich dem TOTE-Modell (vgl. 2.3). So

soll der Anwender darüber die Freiheit erlangen, sein Vorgehen situativ anpassen zu können. Das Ergebnis wird anschließend der „Bewertung“ unterzogen und nach erfolgreichem Durchlaufen zu einer „Entscheidung“ geführt.

Eine Ableitung des Problemlösezyklus nach [Dänzer, 2002] stellt der Vor-

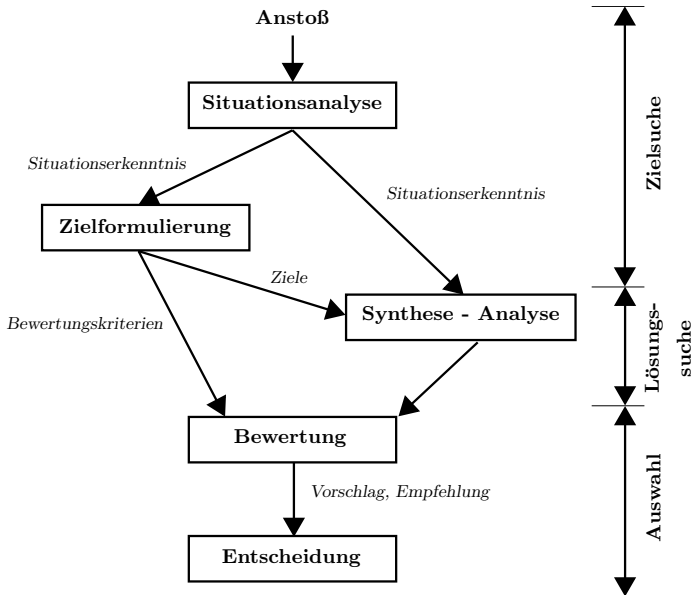


Abbildung 2.4: Problemlösezyklus nach [Dänzer, 2002]

gehenszyklus nach [Ehrlenspiel, 2009] dar: Die Ausgangslage ist durch das zu lösende Problem definiert. Ihr folgend sind die Zustände „Problem klären“, „Lösungen suchen“ und „Lösung auswählen“. Dabei ist jeder Zustand noch in zwei oder drei Unterschritte segmentiert. Die Darstellungsform des Vorgehenszyklus zeigt Abbildung 2.5. [Lindemann, 2009b] führt hierzu auf, dass obwohl eine iterative als auch rekursive Vorgehensweise möglich sind, die Form, als auch Darstellung den Eindruck einer zwingend sequenziellen Abarbeitung erwecken würden. [Lengfeld, 2011] kritisiert zudem, dass strikt voneinander getrennte Arbeitspakete in der domänenübergreifenden Entwicklung nicht realistisch seien. Dies würde den Organisationsaufwand maßgeblich steigern. Ebenso führt er die mangelnde Dynamik der Modellstruktur

auf, mit der dynamische Wechselwirkungen einzelner Entwicklungsschritte an Flexibilität verlieren würden.

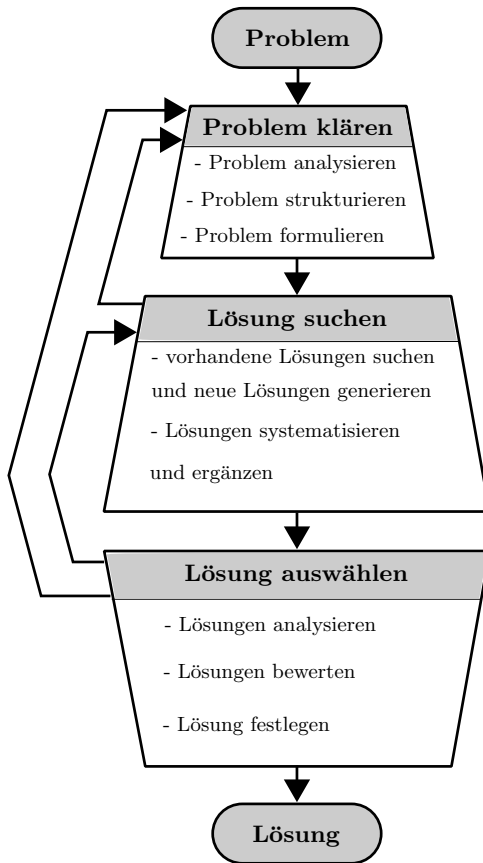


Abbildung 2.5: Vorgehenszyklus nach [Ehrlenspiel, 2009]

2.5 Einsatz der Vorgehensmethodik für mechatronische Systeme

Die Bearbeitung, Gestaltung, oder Entwicklung mechatronischer Systeme erfolgt zumeist rechnerbasiert. Dabei spielen Simulationsprogramme eine entscheidende Rolle. Wie bei den bisher vorgestellten Methoden funktioniert

auch die Entwicklung mechatronischer Komponenten und Systeme überwiegend iterativ und zyklisch [Isermann, 2008]. Im Gegensatz zu rein mechanischen oder rein elektrischen Systemen sind mechatronische Systeme domänenübergreifend vernetzt und damit deutlich komplexer. Prinzipiell erfolgt die Entwurfsorientierung an [VDI, 2003]. In der Richtlinie wird ein flexibles Vorgehensmodell dargestellt, mit den Elementen:

1. Problemlösungszyklen als Mikrozyklus
 - Lösungssuche durch Analyse und Synthese für Teilschritte
 - Vergleich von Ist- und Sollzustand
 - Bewertung, Entscheidung
 - Planung
2. Makrozyklus in Form eines V-Modells
 - Logische Abfolge von Teilschritten
 - Anforderungen
 - Systementwurf
 - Domänenspezifischer Entwurf
 - Systemintegration
 - Eigenschaftsabsicherung (Verifikation, Validierung)
 - Modellbildung (flankierend)
 - Produkte: Labormuster, Funktionsmuster, Vorserienprodukt
3. Prozessbausteine für wiederkehrende Arbeitsschritte
 - Wiederkehrende Prozessbaustein
 - Systementwurf, Modellbildung, Bauelemente-Entwurf, Integration, ...

In der Neuauflage der Richtlinie [VDI, 2004] wird das V-Modell beschrieben. In diesem wird nach Systementwurf und Systemintegration jeweils nach der einzelnen Domäne unterteilt (Maschinenbau, Elektrotechnik, Informationstechnik). Durch das V-Modells können letztlich Produkte mit dem Reifegrad eines „Labormuster“, „Funktionsmuster“ oder „Vorserienprodukt“ erstellt werden. Die einzelnen Schritte ergeben sich dabei aus Abbildung 2.6. Dabei wird jeder Einzelschritt durch eine weitere Vielzahl von Iterationen definiert [Isermann, 2008]:

1. Anforderungen an die Entwicklung

- Definition der allgemeinen Funktionen und Daten des Endproduktes oder Prozesses oder Systems
- Traditionelle Lösungen gegenüber neuen Ansätzen
- Anforderungen an Zuverlässigkeit und Sicherheit
- Anforderungen an die Entwicklung und Herstellungskosten
- Kontinuierliche Aktualisierung während des Entwicklungsprozesses
- Ergebnis (deliverable): Anforderungsdokument

2. Spezifikation

- Definition des entwickelten Produktes oder Prozesses oder Systems, welches die Voraussetzungen erfüllt
- Erste Aufteilung in handhabbare Module
- Spezifikation der Module
- Maßnahmen, um die nötigen Funktionen, technischen Daten und Leistungen zu erfüllen
- Maßnahmen, um die Zuverlässigkeits- und Sicherheitsanforderungen zu erfüllen
- Betrachtung der Bezugsquellen und der Grenzen für die Entwicklung und Produktion des Endproduktes
- Ergebnis: Anforderungsdokument

3. Systementwurf

- Detaillierte Unterteilung in entwickelte oder Standardmodule:
 - mechanische, hydraulische, pneumatische, elektrische, thermische, ... Komponenten
 - elektronische Komponenten (integrierte Schaltungen, Mikrocomputer, Interfaces, Verstärker, Filter, ...)
 - Sensoren, Aktoren
 - Automatisierung, Regelung und informationsverarbeitende Software

- Bediener-Konsole und Mensch-Maschine-Schnittstelle (HMI)
- Aufgabenverteilung zwischen mechanischen, elektrischen und elektronischen Modulen
- Neuer Entwurf von traditionellen Lösungen:
 - Vereinfachung des mechanischen und elektrischen Entwurfs
 - Erzeugung von speziellen kinematischen Funktionen durch Servoantriebe und Algorithmen
 - Ersatz der Linearisierung durch mechanischen und elektrischen Entwurf mit Hilfe von nichtlinearen Algorithmen
 - Leichtbauweise mit elektronischer Dämpfung
- Umsetzung der leistungsbezogenen Funktionen durch mechanische, pneumatische, hydraulische oder elektrische Komponenten
- Umsetzung der informations- und steuerungsbezogenen Funktionen durch mechanische, pneumatische, hydraulische oder elektronische (analoge oder digitale) Komponenten
- Hinzufügung von Sensoren, Aktoren und informationstragende Bussysteme (im Vergleich mit traditionellen Lösungen)
- elektronische Hardware-Architektur, Mikroprozessoren, Bus-Systeme, Kabel, Kabelbäume, Stecker
- Software-Architektur (Struktur, Sprache, Compiler, Echtzeitleösungen)
- Regelungstechnischer Entwurf (Steuerung und Regelung, klassische oder modellbasierte Regler, Beobachter, Parameterschätzung, Reglerabstimmung und -anpassung)
- Realisierung von Synergien (Lösungen, die beim integrierten Ansatz möglich sind)
- FMEA-Untersuchung: Verhalten im Fehlerfall und Konsequenzen für einen fehlertoleranten Entwurf
- Ergebnis: Systementwicklungsdokumente

4. Modellbildung und Simulation

- Modellbasierte Entwicklung ist für die Simulation der Komponenten im Hinblick auf das Gesamtverhalten erforderlich

- Mathematische Modelle der Komponenten (theoretisch entworfene oder experimentell gewonnene Modelle, Feinheiten und Vereinfachungsgrad hängen von der Anwendung ab)
- Verwendung von Modellierungs-Werkzeugen wie MODELICA, VHDL-AMS, ...
- Simulation von Komponenten und Systemverhalten in Hinblick auf Materialfestigkeit, Kompatibilität der Komponenten, nötiger Leistung, erreichbare Regelgüte etc.
- Einsatz von Simulations-Werkzeugen wie MATLAB/SIMULINK
- Software-in-the-loop Simulation (SiL):Komponenten und Algorithmen werden auf einem beliebigen Computer ohne Echtzeit-Voraussetzungen simuliert
- Fehlersensitivität: Verhalten im Falle von Fehlern und Ausfälle
- Ergebnis: Entwurfsdaten, mathematische Modelle, dynamische Anforderungen, Platzierung und Typ der Aktoren und Sensoren, Betriebsdaten für Mikrocomputer, Anschlussgeräte, Busse

5. Komponentenentwurf

- Domänenspezifischer Entwurf mit Integration
- Einsatz von vorhandenen CASE-Werkzeugen (nur Beispiele aufgeführt)
 - Mechanik: CAD/CAE: 2D-, 3D-Entwurf (z.B. AutoCAD)
 - Strömungen: CFD-Werkzeuge
 - Elektronik: Platinen-Layout (PADS), mikroelektronische Schaltungen (VHDL)
 - Regelung: CADCS-Werkzeuge (MATLAB)
- Mensch-Maschine-Schnittstelle:
 - Elektronische Tasten, Pedale, Steuerhebel oder Räder
 - Haptische Rückführung
 - Grafische Darstellungen, Instrumente, Bildschirme
 - Überwachung durch den Bediener und Notfall-Unterstützung
 - Tele-Operation mit visueller oder taktiler Rückführung

- Entwurf von Zuverlässigkeit und Sicherheit:
 - fail-operational, fail-safe, fail-silent Eigenschaften
 - Fehlererkennung und Rekonfiguration
 - Fehlertoleranz mittels Hardware oder analytischer
- Ergebnis: Komponenten, die zur Integration bereit stehen

6. Prototypen

- Konstruktion von Labor-Prototypen (Labormuster)
- Modifikation früherer Produkte
- Einsatz von Standard-Komponenten
- Einsatz von by-pass Rechnern mit Hochsprachen-Software zusätzlich zu serien-elektronischen Steuergeräten für Rapid Prototyping von Regelungsfunktionen
- Ergebnis: Prototypkomponenten, die zur Integration geeignet sind

7. Mechatronische Komponenten

- Zur Integration bereite Komponenten: Mechanik, Elektronik, Steuergerät, HMI
- Elektronisches Steuergerät (ECU) mit implementierter Software

8. Komponentenausführung

- Belastungs- und Beanspruchungstest der Hardware-Komponenten
- Hardware-in-the-loop Simulation (HiL): bestimmte reale Komponenten werden mit ihrer simulierten Umgebung in Echtzeit überprüft. (Spart Entwicklungszeit und Prüfstände und kann gefährliche Bedienungszustände berücksichtigen)
- Ergebnis: Hinweise für die Entwicklung und Neukonstruktion

9. Systemintegration (Hardware)

- Räumliche Integration mechanischer Komponenten und der Elektronik (Einbettung in Mechanik)
- Integration der Sensoren, Aktoren, Kabel, Stecker
- Wechselseitige Feinanpassung

- Bildung von synergetischen Effekten:
 - Verwendung derselben Komponenten für verschiedene Aufgaben
 - Verbesserung der Genauigkeit durch Regelung
 - Verwendung von Modulmassen für Schwingungsdämpfung
 - Verwendung von Aktoren als Sensoren für angetriebene Mechanik
 - Verwendung von mathematischen Modellen zur Regelung und Fehlererkennung
 - Ergebnis: Hardware integriertes mechatronisches Produkt oder System

10. Systemintegration (Software)

- Modellbasierte Berechnung von nicht messbaren Variablen
- Kompensation von Nichtlinearitäten durch Algorithmen
- Schwingungsdämpfung durch geeignete Rückführungs-Algorithmen
- Weite Betriebsgrenzen durch adaptive Regelalgorithmen und Beobachter
- Spezielle Regelalgorithmen für Inbetriebnahme, Warmlauf, normaler Betrieb und Abschaltung
- Automatische Fehlererkennung und -diagnose
- Fehlertoleranz durch analytische Redundanz (siehe 5.)
- Lernverhalten
- Fehlererkennung und Wartung nach Bedarf
- Ergebnis: Hardware und Software integriertes mechatronisches Produkt oder System (Funktionsmuster)

11. Systemtest

- Test aller Funktionen auf Prüfständen oder in der endgültigen Umgebung (extreme Last und Klimabedingungen)
- elektromagnetische Kompatibilität (EMR)
- Zuverlässigkeits- und Sicherheitstests

- Verifikation: Nachweis, dass das Produkt seinen Spezifikationen (siehe 2.) entspricht
- Ergebnis: neuer Entwurf von Komponenten, falls erforderlich, Modifikationen

12. Feldtests

- Test des Endproduktes für alle Funktionen unter Kundenanforderungen
- Statistik der Leistungsdaten, Fehler, Ausfälle
- Mensch-Maschine Schnittstelle
- Zertifizierung durch Behörden
- Validierung: Nachweis, dass das Endprodukt im Hinblick auf die Anforderungen seinem Zweck angemessen ist (siehe 1.)
- Ergebnis: Neuentwurf, Modifikationen, falls erforderlich

13. Produktion

- Ein ähnliches V-Modul gibt es für die Herstellung von mechatronischen Produkten, [VDI, 2003]
- Planung der Herstellung sollte parallel und zeitgleich mit Entwurf und Entwicklung sein
- Einschluss der zur Verfügung stehenden Technologien für Herstellung, Montage bis hin zur Qualitätskontrolle

Das V-Modell (vgl. Abbildung 2.6) unterteilt sich dabei in zwei übergeordnete Phasen. Grafisch werden diese durch den linken bzw. den rechten Ast separiert. Dabei beschreibt der linke Ast die erste Phase. In dieser wird „Top-Down“ aus einer Benutzeranforderung ein Systementwurf auf Labormusterstand. Die zweite Phase wird vom rechten Ast beschrieben. Hier erfolgt der Ablauf „Bottum-Up“. Dabei werden die Systementwürfe nun integriert und bis hin zur Produktion fortgeführt.

2.6 Zusammenfassung und Ausblick auf die zu entwickelnde Methodik

Aus der dargestellten Betrachtung bestehender Vorgehensmodelle zeigt sich das Bestreben möglichst allgemein gültige Lösungsansätze darzulegen. Dabei

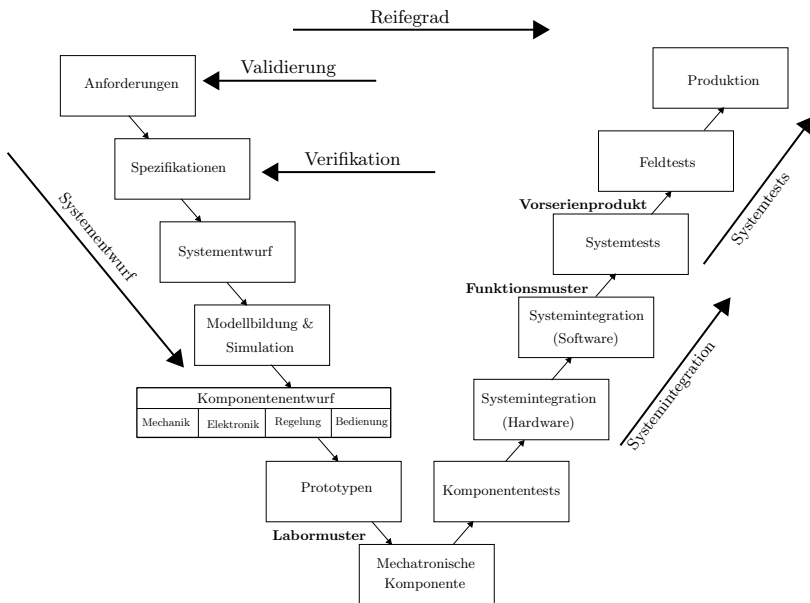


Abbildung 2.6: Entwurfsschritte für mechatronische Systeme im V-Modell in Anlehnung an [Isermann, 2008]

sind die drei Hauptschritte jeweils

1. Zielplanung
2. Lösungssuche und
3. Entscheidung.

Auf der darunterliegende Ebene, also der den Hauptschritten untergeordneten, ist die Variantenvielfalt enorm. Einen Auszug zeigt Tabelle 2.1. Dabei ist der einzige auf die Mechatronik abgestimmte Ansatz durch das V-Modell bestimmt. Nach [Lengfeld, 2011] zeigen sich jedoch auch hier bedeutsame Kritikpunkte am Nutzwert dieses Vorgehens: So werden

- keine konkreten Hilfsmittel für die Systemintegration angeboten
- nur Aktivitäten und Ereignisse definiert
- keine strikten zeitlichen Abfolgen vorgegeben

- die Fehler durch die notwendige Abstraktion nicht berücksichtigt und
- die Eigenschaftsabsicherungen des Produktes erst nach der Integration der Komponente durchgeführt

Hinzuzufügen ist, dass die permanente Wechselwirkung aller Domänen untereinander ausbleibt. So durchläuft der Anwender zunächst einige Phasen, bis das Modell die erste Iterationsschleife vorsieht. Gerade im Bereich des Systementwurfs sollte die Vernetzung maximal sein. Durch den Vorteil immer genauerer Prozessbeschreibungen aus Simulationsmodellen können so schon vor dem Labormuster entscheidende Kenntnisse gesammelt und wieder in den Entwicklungsprozess eingespeist werden. Ebenso ist durch das V-Modell keine Möglichkeit zur Variantenvielfalt geboten. Gerade in Zeiten immer kürzer wählender Produktlebenszyklen ist es entscheidend, einzelne mechatronische Produkte mit maximaler Breite einzusetzen. Im Bezug auf das in dieser Arbeit betrachtete Anwendungsbeispiel könnte dies also bedeuten, die Komponente „passiver elektromechanischer Phasensteller“ in möglichst jeder Motorcharge unterzubringen, unabhängig von Parametern wie dem Zielfahrzeug, Brennverfahren, der Leistung, dem Hubraum oder der Zylinderzahl. Da bei realistischer Betrachtung jedoch selten ein Phasensteller in jeden Verbrennungsmotor passt, genauso wenig wie ein Vorgehensmodell optimal auf jeden Anwendungsfall zutrifft, müssen geeignete Varianten generiert werden.

Wird also ein mechatronisches System für eine breite Masse an „Kunden“ (hier: Verbrennungsmotoren) mit spezifischen Wünschen (hier: Anforderungen) ausgelegt, so wäre das V-Modell wertlos, da es, einzeln auf jede Variante angewandt den Aufwand maximieren würde, statt eine Hilfestellung zu geben. Dadurch lassen sich die Anforderungen für ein effizienteres Modell wie folgt präzisieren:

1. Hohe Flexibilität und Dynamik der einzelnen Ebenen.
2. Variable Auflösung, je nach Komplexität und Wichtigkeit der einzelnen Phase.
3. Hoher Abstraktionsgrad des „Erreichten“, zur Verkürzung der Periodendauern einzelner Iterationsschleifen.
4. Darbietung geeigneter Werkzeuge und Hilfsmittel zur Problemlösung.

5. Möglichkeit des Einsatzes für Varianten (bzw. Evolutionsstufen)

Gerade der 5. Punkt zeigt den größten Unterschied zu bestehenden Modellen auf: Zwar versuchen beispielsweise Vorgehensmethoden der Wertanalyse den eigenen Standpunkt im Bezug auf Anpassungs- und Änderungsmaßnahmen zu behaupten, liefern jedoch ebenfalls nur eine auf ein einziges Ziel ausgerichtete Vorgehensweise. So bedarf die Änderung eines jeden Parameters der Nutzung eines eigenen Zyklus. Durch die Breite der Spektren mechatronischer Systeme zeigt dies erneut die Diskrepanz auf zwischen effizientem Einsatz methodischer Vorgehensweisen und dem Anspruch, Varianten standardisierter und reproduzierbarer Produkte zu entwickeln. Je stärker sich auf bisherige Methoden gestützt wird, um so kleiner wird der Spielraum für die Variantenvielfalt.

Das Ziel dieser Arbeit ist es daher, eine neue Methodik zu entwickeln, die maßgeschneidert auf mechatronische Systeme die Untersuchung neuer Varianten bzw. Evolutionsstufen unterstützt. Dabei sollen dem Anwender Werkzeuge an die Hand gelegt werden, die es ermöglichen, valide Aussagen über Anpassungs- und Änderungsmaßnahmen treffen zu können, ohne Kenntnisse der einzelnen Domänen besitzen zu müssen. Die Vorgehensweise entspricht dabei dem Aufbau der Arbeit:

1. Analyse der Erkenntnisse von Wissenschaft und Technik: Um jedwede Einflüsse zu erkennen, bedarf es zunächst einer Analyse des Standes der Technik. Der Fokus von Kapitel 3 liegt hier auf gängigen Systemen zur Variation der Nockenwellenphasenlagen und auf den technischen Grundlagen des Verbrennungsmotors, welche sich in Brennverfahren, Eigenfrequenzen im Startverlauf, Abstell- und Startpositionen, Change of Mind, dem Motorstopp-/start und dem Direktstart untergliedern.
2. Rahmenbedingungen: Anschließend werden aus den verschiedenen Varianten des Motorstopp-/start die für den Phasensteller relevanten Anforderungen definiert und verglichen. Das Ziel der Untersuchung in Kapitel 4 liegt in der Erstellung einer Hierarchie, sodass der Nutzer des Werkzeugs gleichzeitig eine gewichtete Ergebnisverteilung erhält. Die reale Datenerfassung erfolgt am Verbrennungsmotor. Hierbei werden unterschiedliche Strategien und Maßnahmen untersucht, aus denen der Einfluss und die Relevanz des passiven elektromechanischen Phasen-

stellers hervorgehen. Die Messdaten dienen als Basis für den 3. Schritt: der Modellbildung.

3. Modellbildung: In Kapitel 5 wird ein repräsentatives Gesamtmodell aufgebaut. Dieses umfasst neben einer detaillierten mechatronischen Abbildung des Phasenstellers Prozessgrößen des Verbrennungsmotors. Als Basis zur Modellbildung werden die in Kapitel 4 zusammengetragenen Messungen verwertet. Der Abgleich an reale Prozesse dient hierbei dem Ziel, den im Folgeschritt durchgeführten Untersuchungen Validität zu verleihen. Während reale Veränderungen spezifischer Größen sowohl mit konstruktivem, als auch mit zeitlichem Aufwand einhergehen, können Simulationsmodelle nach Belieben bedatet werden. Ziel der Kreuzkombinationen mehrerer Parameter ist das Aufdecken von Korrelationen. Diese bilden das Fundament für die Prognosefunktion.
4. Toolbildung (Basisgleichung): Die Ergebnisse der vorherigen Kapitel dienen der anschließenden Definition der Prognosefunktion (Kapitel 6). Sie ist der Kern der Basisgleichung und beinhaltet eine ganzheitliche Betrachtung des komplexen Stellsystems. Die Eingänge, also die vom Entwickler beeinflussbaren Größen sind die Übersetzung der Getriebestufe, die Reibung des Getriebes, das prinzipbedingt notwendige Bremsmoment und die Massenträgheit der bewegten Teile. Dabei wird das Tool in soweit betrachtet, dass die Ergebnisse möglicher Änderungen und deren Korrelation bereits analysiert und in Form von Graphen dargestellt sind.
5. Validierung: In Kapitel 7 wird die Aussagekraft des Prädiktors mit den gegebenen Möglichkeiten validiert. Es wird gezeigt, dass eine Änderung einer Eingangsgröße zu dem aus dem Werkzeug prognostizierten Verhalten führt. Die gesamten Ergebnisse der Arbeit fasst Kapitel 9 zusammen. Es zeigt ebenfalls Grenzen des Werkzeugs und weitere Arbeitsbereiche für zukünftige Untersuchungen auf. Die im Rahmen der Forschung und Entwicklung der Prognosefunktion erarbeiteten Innovationen, die zu einer Patentanmeldung geführt haben, zeigt Kapitel A.3. Es soll einen tieferen Einblick in einzelne Prozesse und Funktionen passiver elektromechanischer Phasensteller liefern. Gleichzeitig beschließt es den Hauptteil der gesamten Arbeit.

Dabei umfasst die Arbeit einen ganzheitlichen Ansatz: Neben der strukturierten Vorgehensweise zur Abbildung komplexer Zusammenhänge werden auch Maßnahmen für Divergenzen oder Unplausibilitäten aufgezeigt. Dadurch wird deutlich, in welchen Grenzen sich der Einsatz der Methodik bewegt und welche Bedeutung die Wahl eines geeigneten Lösungsraumes besitzt. Diese Ergebnisse werden in Kapitel 9 zusammengefasst. Aus den daraus resultierenden Maßnahmen folgt ein Ausblick, welcher letztlich die Arbeit beschließt.

ANALYSE DER ERKENNTNISSE VON WISSENSCHAFT UND TECHNIK

Bereits im Jahr 1970 wurde von Fiat das erste Patent für variable Nockenwellensteller angemeldet [Torazza and Giacesa, 1970]. Der italienische Automobilhersteller hatte als erstes erkannt, dass eine starre Anbindung der Kurbelwelle an die Nockenwelle nur einen Kompromiss zwischen Verbrauch, Emissionen und Leistung darstellt. Durch geeignetes Entkoppeln des direkten Kraftflusses von Kurbelwelle auf Nockenwelle wird ein Phasenversatz erreicht. Phasensteller befinden sich meist direkt im Kurbeltrieb. Sie unterliegen damit der Kurbelwellendynamik und reagieren über Reglerstrukturen auf Veränderungen. Der Fokus dieser Arbeit liegt auf dem Abstell- und Wiederstartvorgang. Im Gegensatz zum Motorlauf im Fahrbetrieb steigen bei niedrigen Drehzahlen die dynamischen Anforderungen an den Phasensteller. Dies basiert überwiegend auf Drehunförmigkeiten, welche speziell durch Gas- und Massenkkräfte entstehen [Braess and Seiffert, 2013]. In Abschnitt 3.2 werden verschiedene Phänomene erläutert. Es wird im Einzelnen gezeigt, welche anwendungsbezogenen Anforderungen auftreten und welche zusätzlichen Störgrößen entstehen. Abbildung 3.1 zeigt die schematische Darstellung des Nockenwellenstellers, der dieser Arbeit zugrunde liegt. Die mechanische Kopplung wird über ein Planetengetriebe realisiert. Dadurch lässt sich der Steller sehr kompakt aufbauen. Die Kraftübertragung erfolgt über sehr kurze Wege. Somit ist die Energiedichte verhältnismäßig hoch. Das Kettenrad stellt den ersten Eingang dar. Es wird direkt von der Kurbelwelle angetrie-

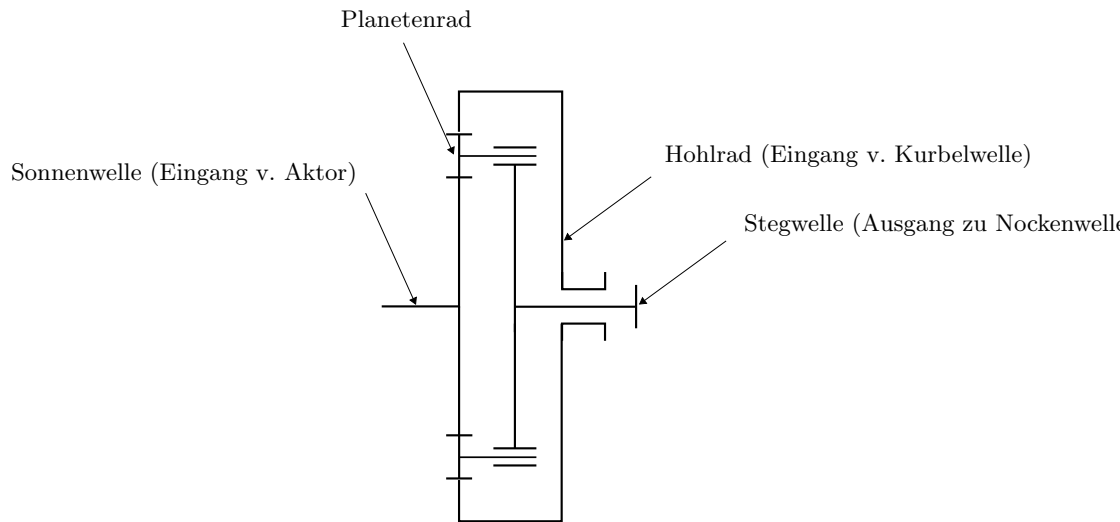


Abbildung 3.1: Schematische Darstellung eines Phasenstellers mit Planetenübersetzungsgetriebe

ben. Die Nockenwelle ist der Ausgang des Systems. Folglich ist die Sonnenwelle die zweite Eingangsgröße und gleichzeitig der variable Koppelmechanismus. Durch Einprägen eines Relativmoments wird über die kinematische Kopplung ein Phasenversatz erreicht. Dieser bewirkt eine Veränderung der Motorcharakteristik zugunsten des aktuellen Betriebspunktes. Eine ausführliche Patent- und Literaturrecherche zeigt schnell, wie vielseitig und unterschiedlich Phasensteller konstruiert werden können. Als geeignete Quellen seien [Hahn et al., 2002], [Hannibal et al., 2002a], [Maas et al., 2002], [Jené, 2005], [Hannibal et al., 2002b] genannt. Dabei können die Steller stets nach

1. Wirkprinzip,
2. erzielbaren Potenzialen,
3. Systemeinzeln- und gesamtKosten und
4. Vor- und Nachteilen gegenüber anderen Systemen

kategorisiert werden. In Abschnitt 3.1 erfolgt die Klassifizierung unterschiedlicher Phasensteller über dem Wirkprinzip. Die technische Variantenvielfalt

erstreckt sich von hydraulischen, über rein mechanische, bis hin zu voll elektrischen Systemen. Ebenso sind Derivate der drei erstgenannten Systemkategorien möglich. Das Ziel ist es die Vorteile der einzelnen Systeme zu vereinen und somit spezifische Nachteile weitestgehend zu eliminieren bzw. zu reduzieren. Häufig treten dabei folgende Konflikte auf: Systeme mit einer hohen Performance verursachen verhältnismäßig hohe Einzelstückkosten. Kostengünstigere Systeme stellen hingegen einen mal mehr, mal weniger tolerablen Kompromiss dar. In den nachfolgenden Abschnitten werden die drei Hauptgruppen (hydraulisch, mechanisch, elektrisch) vorgestellt. Es wird gezeigt, welche Stärken und Schwächen die jeweiligen Systeme besitzen und in welcher Form sie eingesetzt werden. In Abschnitt 3.1.3 wird das in Abbildung 3.1 dargestellte System erläutert, das dieser Arbeit zugrunde liegt.

3.1 Technische Grundlagen variabler Phasensteller

Die Stellrichtungen der Nockenwellen werden gemäß der zeitlichen Öffnung der Ventile, bezogen auf den Ladungswechsel-OT (LWOT) der Kurbelwelle, mit „Früh“ (Ventil öffnet zeitlich VOR dem LWOT der Kurbelwelle), oder „Spät“ (Ventil öffnet zeitlich NACH dem LWOT der Kurbelwelle) bezeichnet. Dieser Stellvorgang kann sowohl aktiv als auch passiv erfolgen. Aktive Steller ermöglichen eine gewollte Verstellung in beide Wirkrichtungen (Früh und Spät). Sie besitzen mindestens zwei steuerbare Freiheitsgrade. Passive Steller nutzen ihre Umwelt zur Verstellung in die eine und eine Stelleinrichtung zur Verstellung in die andere Richtung. Sie besitzen folglich nur einen steuerbaren Freiheitsgrad.

3.1.1 Hydraulische Phasensteller

Hydraulische Phasensteller finden die aktuell häufigste Anwendung in der Serienproduktion von Verbrennungsmotoren. Auf Grund ihrer einfachen und robusten Bauweise sind sie kostengünstig und vergleichsweise störungsarm. Das Funktionsprinzip ist denkbar einfach: Der frontal am Kettenkastendeckel befestigte Aktor bewegt eine Hohlschraube in axialer Richtung. Diese Hohlschraube wird aktiv mit Drucköl versorgt. Durch die Bohrungen im Mantel strömt das Öl aus der Schraube in das Flügelrad. Je nach aktuierter Position der Hohlschraube fluchten die Mantelbohrungen mit unterschiedlichen Bohrungen im Flügelrad, sodass über die Schraube verschiedene Kam-

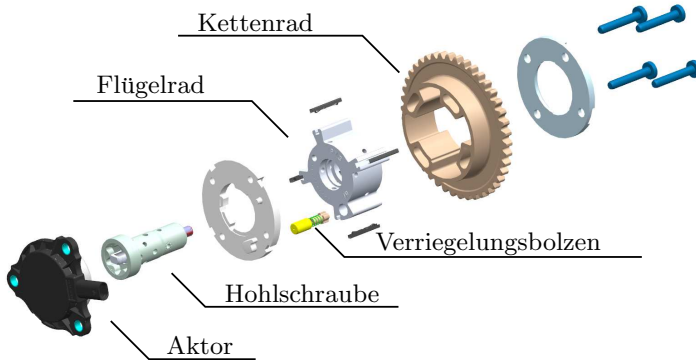


Abbildung 3.2: Hydraulischer Nockenwellensteller der Daimler AG

mern geflutet werden können. Die Kammern befinden sich zwischen Flügel- und Kettenrad. Die Breite der Kammern definiert den Stellbereich. Abhängig von diesem ergibt sich die Tiefe des Stellers. Um bei gleicher Performance den Stellbereich zu erweitern, muss passend dazu die Kraftangriffsfläche mitwachsen. Des Weiteren ist der Öldruck und die Ölmenge des Systems gleichwirkend anzupassen. Bei kompaktem Aufbau liegt der Stellbereich in der Regel bei 50°KW , mit entsprechendem Mehraufwand und vergrößertem Platzbedarf bei bis zu 90°KW .

Über den geregelten Druckanstieg bzw. Druckabfall der Hydraulik im Steller wird der relative Phasenversatz erreicht. Im Motorstart ist der Phasensteller über einen steuerbaren Verriegelungsbolzen mindestens solange verriegelt, bis der Öldruck ausreicht, um das System zu bewegen. Das Funktions- und Leistungsprofil hydraulischer Phasensteller wird am Beispiel des in Abbildung 3.2 dargestellten Flügelzellenstellers der Daimler AG erstellt. Abbildung 3.3 zeigt die maximal erreichbaren Stellgeschwindigkeiten bei unterschiedlichen Drehzahlen und Temperaturen.

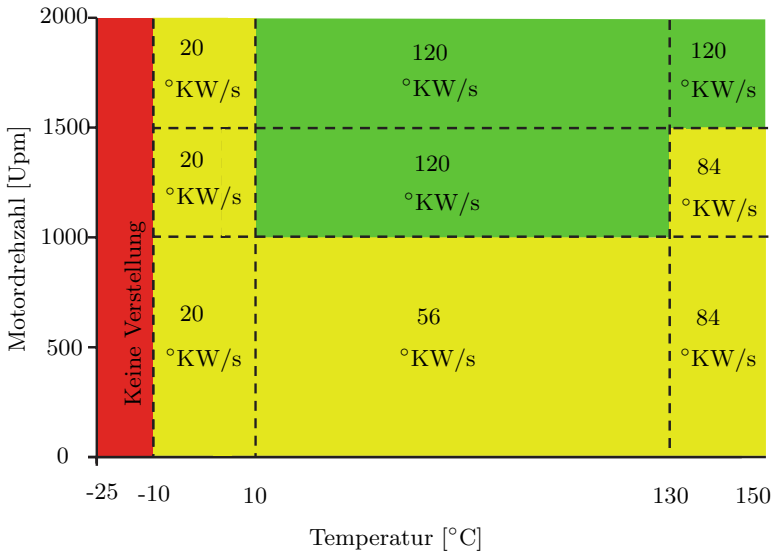


Abbildung 3.3: Verstellgeschwindigkeit eines hydraulischen Nockenwellenstellers [Jacque et al., 2013]

3.1.2 Aktive elektromechanische Phasensteller

Elektromechanische Phasensteller (eVCP) funktionieren unabhängig vom Drucköl des Verbrennungsmotors. Sie werden, abhängig vom Wirkprinzip der Aktorik, in „aktive“ und „passive“ Systeme unterteilt. Bei dem aktiven elektromechanischen Phasensteller wird die Stellbewegung über einen Elektromotor initiiert. Je nach konstruktiver Gestaltung kann dieser permanent mitlaufend oder bei Bedarf zuschaltbar sein. Ein hochübersetztes Getriebe koppelt die beiden Eingangsgrößen (Kurbelwelle und Elektromotor) mit der Nockenwelle. Das Übersetzungsverhältnis stellt hierbei einen Kompromiss zwischen der Stellgeschwindigkeit und der erforderlichen Leistung des Elektromotors dar. Abbildung 3.4 zeigt einen aktiven elektromechanischen Phasensteller der Firma Delphi. Der Verstellbereich kann bis zu 140°KW betragen. Der Aktor ist ein mitlaufender bürstenloser Gleichstrommotor. Das Übersetzungsgetriebe ist gleitkeilverzahnt. Die Feder dient als Fail-Safe-Maßnahme und sorgt für ein definiertes Abstellen und Positionie-

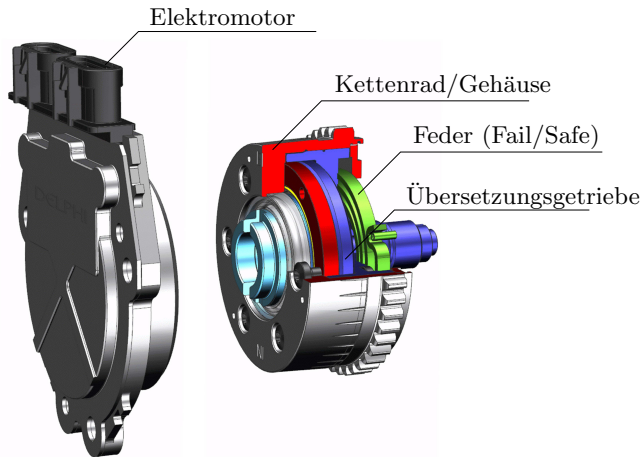


Abbildung 3.4: Aktiver elektromechanischer Phasensteller der Fa. Delphi [Jacque et al., 2013]

ren der Phasenlage. Durch Entkoppeln der Stelleinrichtung vom Öldruck und Ausgliedern der Aktorik an den Kettenkastendeckel ist das System nahezu unabhängig von thermischen Einflüssen. In Abbildung 3.5 sind die maximal erreichbaren Verstellgeschwindigkeiten über Temperatur und Drehzahl dargestellt.

3.1.3 Passive elektromechanische Phasensteller

Der den Forschungen dieser Arbeit zu Grunde liegende Phasensteller agiert passiv. Das System wird in der Arbeit zukünftig mit ACP3 (Advanced Cam-Phaser Baustufe 3) abgekürzt. Advanced bedeutet hier die fortgeschrittene Dynamik, Variabilität und Praktikabilität des Phasenstellers im Vergleich zu hydraulischen Derivaten basierend auf [Torazza and Giacesa, 1970]. Unter der passiven Funktionsstruktur wird der in die eine Wirkrichtung aktive und in die andere Wirkrichtung passive Phasenversatz verstanden. Abhängig von der Anzahl der Übersetzungsstufen kann ein aktiver Stelleingriff die Nockenwelle beschleunigen oder verlangsamen. Für die jeweils entgegengesetzte Stellrichtung wird das System passiv betrieben. Dies bedeutet, dass die im

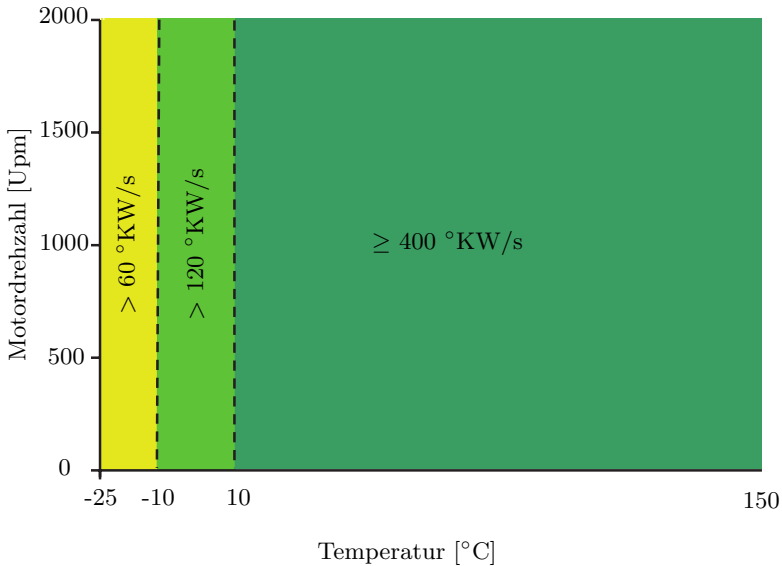


Abbildung 3.5: Verstellgeschwindigkeit eines aktiven elektromechanischen Nockenwellenstellers [Jacque et al., 2013]

Antriebssystem vorhandene Energie (bspw. Reibleistung) genutzt wird.

Der ACP3 besteht aus zwei bewusst getrennten Einheiten. Die erste Einheit umfasst das Planetengetriebe mit Anbindung an die Kurbelwelle. Die Komponenten sind in der rechten Bildhälfte von Abbildung 3.6 dargestellt. Das Getriebe wird direkt an der Nockenwelle verschraubt. Der aktive Stellring wird über die Sonnenwelle eingeleitet. Diese befindet sich in der zweiten Einheit, welche den Aktor, die Bremsscheibe und die Sonnenwelle umfasst. Der Aktor basiert auf einer elektromagnetischen Erregerspule. Durch Induzieren eines Stroms wird der Anker axial versetzt. Der Anker ist mechanisch an einen Lossattel angekoppelt, welcher einen Bremsbelag besitzt. Der Festsattel ist an dem Statorgehäuse angebracht. Das definierte Verkleben bzw. Lösen der Bremsscheibe zwischen Fest- und Lossattel verändert die Geschwindigkeit der Sonnenwelle, welche über eine Kupplung direkt mit der Bremsscheibe verbunden ist. In Abschnitt 6.1 werden die wichtigsten mechanischen Kenngrößen des ACP3 sowie deren Einflussnah-

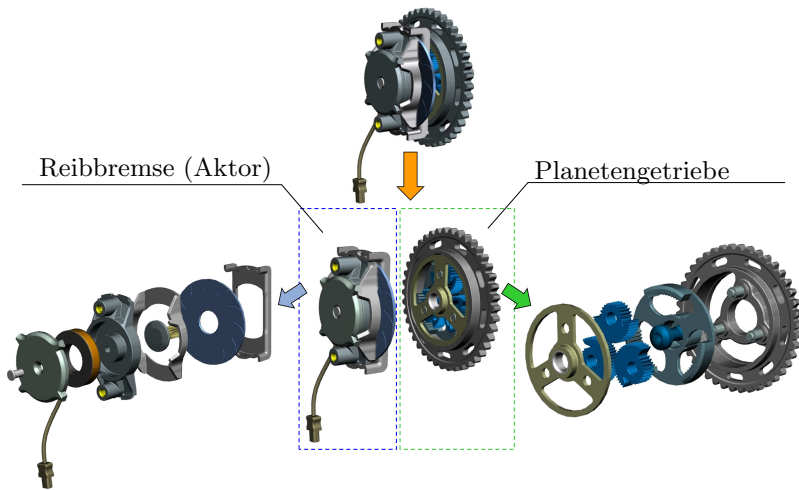


Abbildung 3.6: Passiver elektromechanischer Nockenwellensteller der Daimler AG

me auf die Dynamik detailliert betrachtet.

Für die nachfolgenden Untersuchungen ist dieses Wissen zunächst nicht nötig. In der Basisvariante verfügt der ACP3 über keinerlei Phasenverriegelung. Im Rahmen der Erstinitialisierung (bspw. bei Schlüsselstart) ist es jedoch notwendig, dass die relativen Phasenlagen der Nockenwellen möglichst statisch sind. Hieraus folgt die Maßnahme, die Phasensteller in aktiver Stellrichtung im Anschlag zu halten, sodass die minimal mögliche Phasenschwingung erreicht werden kann. Nachdem die Nockenwellen initialisiert sind, kann der Motor aus dem Kennfeld betrieben und die Phasenlage entsprechend variiert werden.

Wird die „Früh“-Verstellung als aktive Stellrichtung gewählt, so kann dies im Motorstart zu Problemen führen, wenn der Stellbereich gewisse Grenzen überschreitet. Diese Problematik wird innerhalb der Untersuchung zum Motor-Stopp-/Start in Abschnitt 4.1.1 genauer spezifiziert. Um dennoch aussagekräftige Untersuchungen durchzuführen, ist die Prüfstandshardware, auf deren Basis die nachfolgenden Ergebnisse abgebildet sind, mit einer aktiven Verriegelung versehen. Diese ermöglicht eine Mittenverriegelung im Intervall von jeweils $23^\circ KW$. Für einen Stellbereich von $100^\circ KW$ und der aktiven

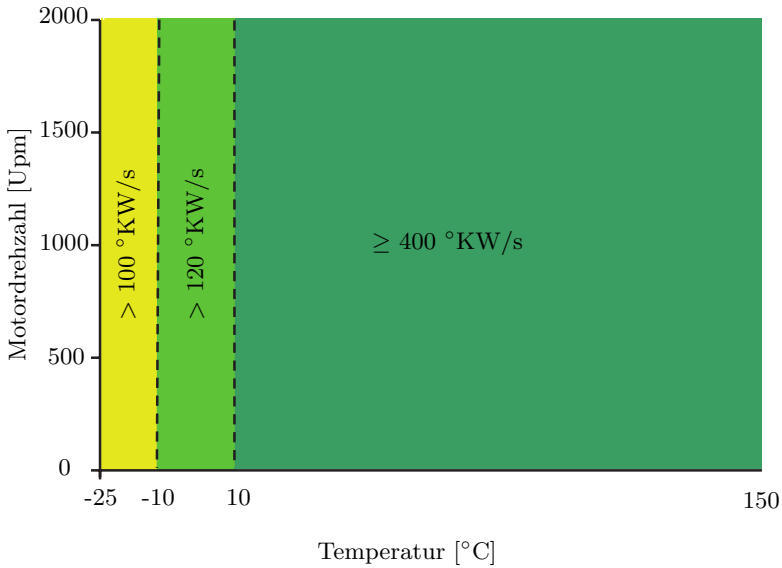


Abbildung 3.7: Verstellgeschwindigkeit eines passiven elektromechanischen Nockenwellenstellers (ACP3)

Anschlagspositionierung lassen sich somit fünf aktive Verriegelungsphasenlagen realisieren.

Genau wie beim aktiven elektromechanischen Phasensteller (Abschnitt 3.1.2) ist die Stelleinheit des passiven Stellers nach außen verlagert und wird damit nur geringfügig von der Thermik des Motors beeinflusst. Den direkten Zusammenhang zwischen Temperatur und Bremsmoment und somit auch zwischen der Verstellodynamik des Gesamtsystems zeigt die Betrachtung in Abschnitt 6.1.3 auf. In Diagramm 3.7 sind die spezifischen Verstellgeschwindigkeiten über der Drehzahl und der Temperatur dargestellt. Im direkten Vergleich der vorgestellten Systeme ergibt sich die nachfolgende Bewertungsmatrix:

Tabelle 3.1: Vergleich unterschiedlicher Nockenwellenstellervarianten [Rau et al., 2014]

	hydraulisch	Elektro- motorisch (eVCP)	Elektro- mechanisch (ACP3)
Stellbereich	–	+	+
Stellgeschwindigkeit	0	++	+
Regelgüte	0	0	0
Stellbereitschaft bei Kaltstart	–	+	+
Fail-Safe	0	--	0
Zusatzaufwand Ansteuerung	0	--	–
Bauraum/Masse	0	–	0
Kosten	+	--	–

3.1.4 Variable Hubumschaltung: CAMTRONIC

Nockenwellen sind mechanische Gedächtnisse. Bei konstanter Phasenlage sind ihre Ventilhubfunktionen bei jeder Umdrehung identisch. In Abschnitt 3.2.1 wird gezeigt, dass unterschiedliche Brennverfahren neben einer Änderung der Phasenlage auch unterschiedliche Ventilhuben benötigen. Gerade im Teillastbereich führen klassische statische Hubfunktionen zur Verschwendung von Verbrauchspotenzialen. Große Hübe bewirken eine hohe Frischgasfüllung und somit unnötige Verlustleistung durch Ladungswechsel- und Kolbenhubarbeit. Um das System zu entdrosseln, wird die Nockenhubgeometrie in diesem Bereich dynamisch angepasst. Abbildung 3.8 zeigt die CAMTRONIC in ihren Bestandteilen. Die klassische Nockenwelle wird durch eine modulare Mechanik ersetzt. Die Trägerwelle besitzt eine außenliegende Evolventenverzahnung. Auf dieser sind (bei einem Reihenvierzylinder) zwei innenverzahnte Nockenstücke aufgeschoben. Sie werden über Kugelfedern arretiert. Im Mittelteil überlappen die Nockenstücke. An dieser Stelle befindet sich die Schaltkulisse für den 2-Pin-Aktor. Ein Pin bedient jeweils eine Schaltrichtung (von kleinem Hub auf großen Hub, bzw. von großem Hub auf kleinen Hub). Durch die Zündreihenfolge 1-3-4-2 des Reihenvierzylinders ist es möglich, innerhalb einer Nockenwellenumdrehung den Ventilhub paarweise zu verstellen (Zylinder 1 und 2 und Zylinder 3 und 4). Hierzu sind die Ausgestaltungen der Schaltkulissen sowie deren mechanisches Timing ent-

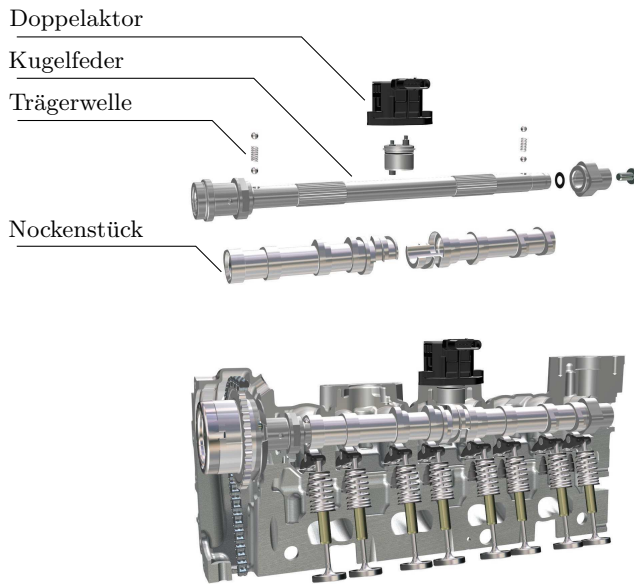


Abbildung 3.8: CAMTRONIC: Variable Hubumschaltung der Daimler AG [Daimler AG, 2012]

scheidend.

3.2 Technische Grundlagen des Verbrennungsmotors

Der Hubkolben-Verbrennungsmotor ist das bekannteste und gängigste Prinzip aller Antriebskonzepte für Kraftfahrzeuge. Seine Entwicklungsgeschichte reicht über 100 Jahre zurück. Je nach Zündungsart unterscheidet er sich nach dem Prinzip des Dieselmotors (Selbstzündung) oder des Ottomotors (Fremdzündung). Durch die nachhaltige Weiterentwicklung und immer bessere Prozesse werden die Antriebe fortlaufend effizienter und die Unterschiede beider Ausprägungen geringer. Eine relevante Stellgröße beider Antriebe ist der Nockenwellensteller. Um seine Einflüsse gezielt zu nutzen, ist es wichtig die Rahmenbedingungen aus Motor und Mechanik zu verstehen.

3.2.1 Brennverfahren

Die Antriebsenergie wird über die explosive Expansion eines fremd- oder selbst-gezündeten Kraftstoff-Luftgemisches im Brennraum erzeugt. Der entstehende Überdruck veranlasst die zwangsgeführten Kolben zur Oszillation. Der Drehimpuls entsteht durch die exzentrisch gelagerten Pleuelstangen. Diese verbinden die Kurbelwelle mit den Kolben. Durch den Hebelarm werden aus oszillierenden schließlich rotatorische Bewegungen.

Mit der zunehmend steigenden Variabilität von Verbrennungsmotoren und immer hochtemperaturfesteren Materialien folgen zunehmend komplexere Brennverfahren. Die Brennraumfüllung und die Ladungsbewegung im Brennraum steuern variable Nockenwellensteller. Gleichzeitig wird die Ventilöffnungsdauer über variable Hubumschaltungen angepasst. Neben der Phasenlage haben auch der Einspritzbeginn und die Einspritzstrategie bei Direkteinspritzung eine hohe Relevanz. Hierzu sei [Neeser et al., 2009] genannt. Für die Zielsetzung der vorliegenden Arbeit sind diese Größen vernachlässigbar. Um die in Kapitel 4 zu ermittelnden Anforderungen an Phasensteller definieren zu können, liegt der Fokus auf den Positionen der Nockenwellen im Brennverlauf. Hierzu wird der Kurbelkreis eingeführt, der die Ventilöffnungs- und schließzeiten über dem Kurbelwellenwinkel aufzeigt. Abbildung 3.9 zeigt qualitativ den Zylinderdruckverlauf eines Hubkolbens für einen Verbrennungsmotor ohne variable Phasenverstellung. Die dargestellten Steuerzeiten gelten als Referenzpositionen (Auslass spät (+8°), Einlass früh (-5°)), da diese Anschläge die jeweils späteste/früheste Position im Stellbereich definieren. Ein späteres Auslass-schließt bzw. früheres Einlass-öffnet würde Ventil-Kolben-Kollisionen verursachen. Mit der Wahl der mechanischen Grenzen basierend auf dem Kurbelkreis in Verbindung mit den Steuerzeiten werden nachfolgende Brennverfahren analysiert. Beispiele für innovative Brennverfahren moderner Verbrennungsmotoren mit Hubumschaltung, Phasenstellern und Direkteinspritzung sind die „Raumzündverbrennung“ (**RZV**) (engl: **HCCI: Homogeneous Charge Compression Ignition** oder auch **CAI: Controlled Auto Ignition**), „**NO_x-Arme Verbrennung**“ (**NAV**), die kombinierte „Miller-Atkinson -Strategie“ oder „Scavenging“ (siehe Anhang A.1).

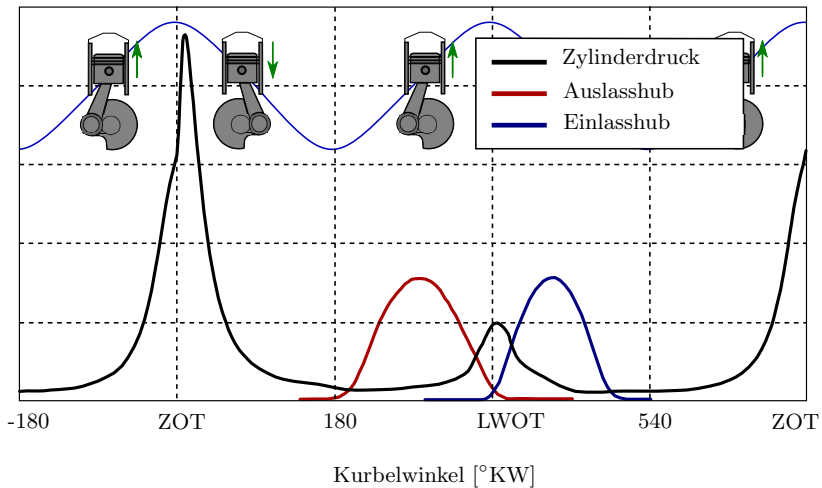


Abbildung 3.9: Kurbelkreis des Ottomotors bei Ventilüberschneidung

3.2.2 Eigenfrequenzen im Startverlauf

Eine relevante Größe in der ganzheitlichen Betrachtung des Motorstartverlaufs ist das NVH-Verhalten (**N**oise, **V**ibration, **H**arshness). Durch die Vielzahl an Start- und Stoppvorgängen im aktiven Betrieb wird diese Störgröße nunmehr bewusster vom Kunden wahrgenommen [Timmann et al., 2013]. Bei jedem einzelnen Hoch- oder Auslauf durchläuft das Drehzahlband unterschiedliche Eigenfrequenzen des Motor-Getriebe-Verbunds. Diese werden über die Motor- und Getriebelagerungen direkt auf die Karosserie übertragen und gelangen von dieser auf die Sitzschienen. Anhand von Körperschallsensoren können diese Schwingungen in Verbindung mit der Motordrehzahl aufgezeichnet und ausgewertet werden. Neben definierten Bewertungskriterien zur Objektivierung von subjektiven Empfindungen des Kunden spielt auch der Übergang von fühlbaren in hörbare Schwingungen eine bedeutende Rolle. Die Kennlinie des dimensionslosen Wahrnehmungsanteils über der Frequenz ist in Abbildung 3.10 aufgezeigt. Der Wahrnehmungsanteil beschreibt die anteilig empfundene Zusammensetzung aus Vibration und Luft- bzw. Körperschall. Bei Erregungen bis ca. 50Hz liegt ein überwiegender Vibrationsanteil (**V**ibration) vor. Der Übergang von Vibration in Schall be-

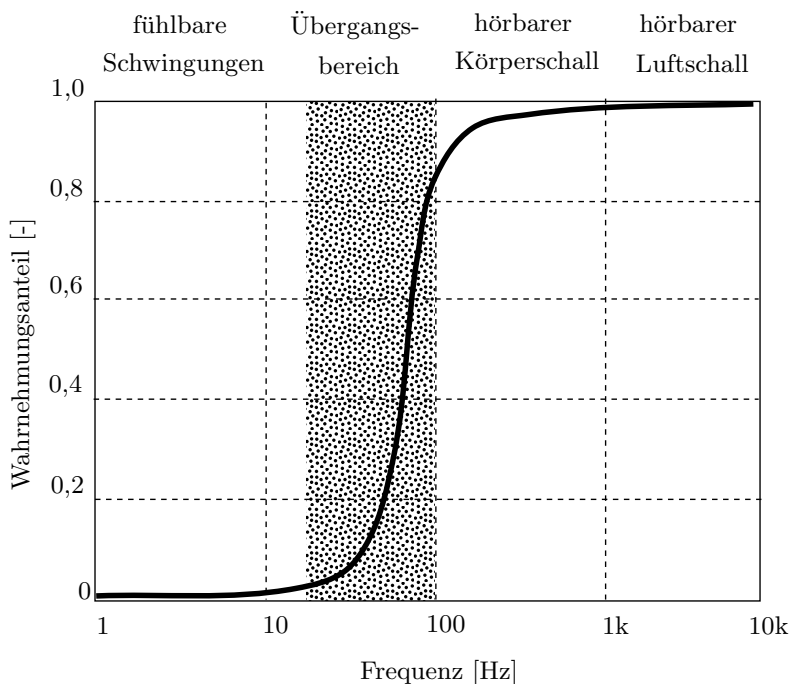


Abbildung 3.10: Vibroakustische Wahrnehmungsbereiche (schematisch) [Zeller, 2012]

ginnt bei 20Hz und endet bei 100Hz. Dieser Mischbereich wird auch mit „Rauheit“ (**H**arshness) bezeichnet. Anschließende Frequenzen sind nur noch mit dem Ohr wahrzunehmen (**N**oise) [Zeller, 2012]. Den Zusammenhang zwischen spürbaren Resonanzen im Motorhochlauf und dem Einfluss der Startzeit zeigt Abbildung 3.11. Bei Drehzahlen zwischen 200 und 800 Umdrehungen pro Minute durchläuft der Motor seinen spezifischen Resonanzbereich. In diesem herrschen überwiegend starke Vibrationen vor. In Abhängigkeit von der Startereinrichtung und des daraus resultierenden Drehzahlverlaufs kann die Durchlaufzeit reduziert werden. t_{KSS} beschreibt die notwendige Zeit t eines konventionellen Startersystems (KSS). Die Aufgabelung der Drehzahlkurve im unteren Bereich des Diagramms zeigt die frühe Überga-

be der Starteinrichtung in die kontrollierte Verbrennung des Verbrennungsmotors (Vergleich: Abschnitt A.2.1). Eine Maßnahme zur Verbesserung des Startkomforts stellt der Integrierte Startergenerator (*ISG*). Dieser bleibt in permanentem Krafteingriff und stellt die Kraftzufuhr erst bei höheren Drehzahlniveaus ein (Vergleich: Abschnitt A.2.3).

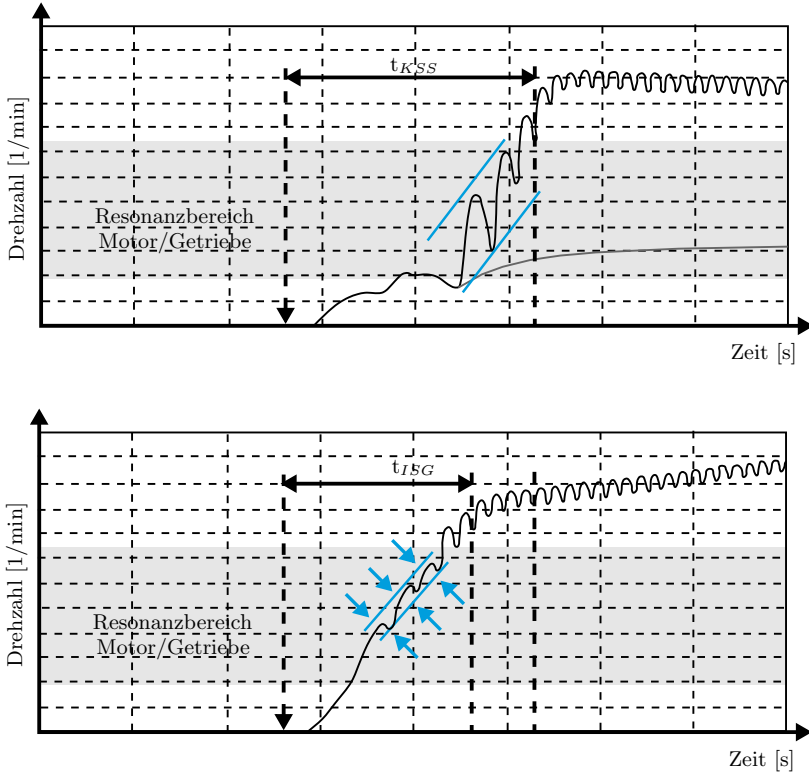


Abbildung 3.11: Verbesserung des Startkomforts [Timmann et al., 2013]

3.2.3 Abstell- und Startpositionen

Das klassische Abstellen einer Kolben-Hub-Maschine erfolgt unkontrolliert und undefiniert. Durch aktives Unterbrechen der Zündeinrichtung (bspw. durch Verdrehen des Zündschlüssels) beginnt die Auslaufphase der Kurbel-

welle. In Abhängigkeit von der Zylinderzahl i und den Gaskräften F_g baut diese anschließend die Restenergie ab, bis zum kompletten Stillstand ab. Die Dauer des Abstellens beeinflussen zudem die Drehträgeit des Kurbeltriebs J_V , der Kurbelradius r sowie das Reibmoment M_R [Zeller, 2012]. Den direkten Zusammenhang zeigt die Differentialgleichung 3.1:

$$J_V \cdot \ddot{\Phi} = \sum_i F_g \cdot r + M_R \quad (3.1)$$

Die Zylinderzahl, der Kurbelradius, die Reibbeiwerte und die Trägheit der Kurbelwelle sind definiert durch die Konstruktion. Als variable Größe bleibt die Gaskraft. Sie wird über die Menge an eingeschlossenem Gas definiert. Dieses wirkt unter Kompression wie eine Feder, wobei die Federsteifigkeit direkt mit der Zylinderfüllung zusammenhängt. Die Füllung übernimmt in herkömmlichen Verbrennungsmotoren die Drosselklappe. Ist sie komplett geöffnet, werden die Zylinder mit der maximalen Frischgasmenge befüllt. Im Auslauf nimmt das Größenverhältnis des resultierenden Gaswechsellmoments zum Massenträgheits- und Reibmoment zu. Sobald das Verhältnis größer eins ist, reicht die Beschleunigungsenergie der Kurbelwelle nicht mehr aus, um die Kompressionsphase zu beenden. Dadurch bleibt die Kurbelwelle zunächst stehen und wird anschließend direkt durch das sich nun wieder entspannende Frischgas zurückgedreht. Im selben Moment wird der nachfolgende Zylinder, der im vorherigen Takt bereits komprimiert wurde, wieder verdichtet, bis auch hier das Gasmoment der Kompression überwiegt. Die endgültige Abstellposition ist erst dann erreicht, wenn beide Zylinder dieselben Gasmomente besitzen, oder sich das Verhältnis zu Trägheits- und Reibmomenten wieder kleiner eins verschiebt. Ist die Drosselklappe komplett geschlossen, gelangt im Idealfall kein Frischgas mehr bis zum Zylinder. Der Drehzahlauslauf wird harmonischer. Das Gaswechsellmoment bedingte Abstellerschütteln entfällt. Ein Vergleich beider Strategien zeigt Abbildung 3.12 (li.). Durch Schließen der Drosselklappe werden ebenfalls die Schwingungen des Motors und folglich die subjektiv wahrnehmbaren Vibrationen reduziert. Abbildung 3.12 (re.) zeigt die zu den jeweiligen Drosselklappenstellungen gehörigen Abstellpositionen. Diese liegen, je nach Drosselklappenstellung, in gewissen Vorzugsbereichen. Der Kurbelwinkel beschreibt hier den Abstand bis zum Erreichen des nächsten Zünd-OT. Während der Kolbentrieb bei geschlossener Drosselklappe relativ willkürlich, aber vorzugsweise in der Nähe beider Totpunkte abstellt, zeigt sich für das Abstellen mit offener Drossel-

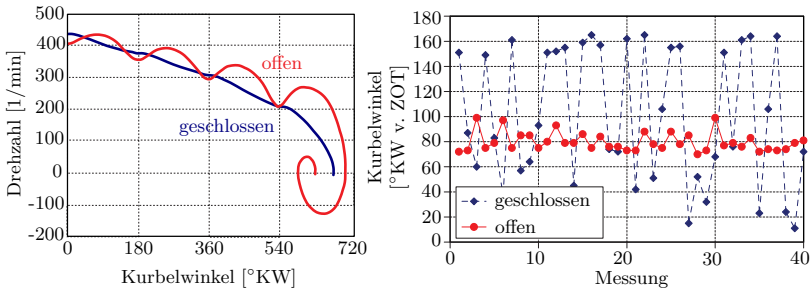


Abbildung 3.12: Drehzahlverlauf beim Abstellen mit offener und mit geschlossener Drosselklappe [Müller, 2010]

klappe ein nahezu homogenes Bild. Die Endlagen befinden sich zumeist im Bereich zwischen $65 - 108^\circ\text{KW}$ vor ZOT. Dieser Effekt ist erneut den hohen Gaswechsellmomenten geschuldet, welche in den geschlossenen Zylindern (also den Zylindern, die jeweils vor und nach dem Zünd-OT stehen) nahezu gleich sind. Dadurch wird die Gleichgewichtslage theoretisch in Richtung der Mittellage verschoben, auf der alle Zylinder dieselbe Position haben. In der Realität können jedoch weitere Größen Einfluss nehmen, wie:

- erneut öffnende Ventile (Druckverlust),
- zusätzliche, inkonsistente Momente (bspw. durch im Kurbeltrieb verbaute Zusatzaggregate),
- Ventilkräfte,
- ungleiches Blow-by (Zeit- und/oder Verschleissabhängig),
- ungleiche Lagerreibungen,
- ...

Durch die Untersuchung wird das Potenzial der Drosselklappe im Auslauf deutlich. Für Verbrennungsmotoren mit variablen Phasenstellern können weitere Freiheitsgrade genutzt werden. Dies wird vor allem für die in Abschnitt 4.1 zu untersuchenden Stopp-/Start-Strategien bedeutsam.

Es ist also denkbar, die Drosselklappe als Stellgröße zum kontrollierten Auslauf zu verwenden. Hierzu bedarf es einer angepassten Sensorik: Normale

Hall-Sensoren können lediglich eine Bewegung, nicht jedoch eine Richtung erkennen. Um die exakte Abstellposition zu bestimmen, muss der Sensor um einen zweiten Inkrementalgeber erweitert werden. Die gemessene Signalfolge ist anschließend anhand einer Modelllogik in eine Drehrichtung überführbar. Des Weiteren ist der Signalerhalt nur bei aktiver Zündanlage möglich. Wird dieser deaktiviert, verliert die Steuereinrichtung jegliche Motor- und Sensorsignale, sodass eine Neuinitialisierung unumgänglich ist [Kramer, 2005].

3.2.4 Change of Mind

Als Change-of-Mind wird im aktiven Fahrbetrieb das plötzliche Aufheben der Stopp-Anforderung bezeichnet. Dies kann beispielsweise durch den Fahrzeugführer oder die Steuersoftware passieren [Fesefeldt, 2010]. Je nach Ausgangslage ist der Wiederbetrieb mit unterschiedlichem Zeitaufwand möglich. Ausschlaggebend sind dabei zwei wesentliche Parameter:

1. aktuelle Drehzahl beim Change-of-Mind,
2. Startereinrichtung.

Ist die Drehzahl noch hoch genug, kann der Verbrennungsmotor, unabhängig von der Startereinrichtung, durch Zuschalten der Zündung wieder gestartet werden. Wird jedoch eine Mindestdrehzahl unterschritten, muss die Unterstützung durch eine Startereinrichtung erfolgen. Die Möglichkeiten der einzelnen Systeme werden in den nachfolgenden UnterAbschnitten von 3.2.5 beschrieben.

3.2.5 Motorstopp-/start

Der Motorstopp-/start bezeichnet das definierte Ausschalten der Einspritzung, den Auslauf der Kurbelwelle bis zum Stillstand und den eventbezogenen anschließenden Wiederstart. Im Gegensatz zum Schlüsselstart bzw. Erststart des Motors bleibt die Schlüsselposition/Zündung unverändert. Auch die MOTRONIC [C/IPT, 1978] bleibt aktiv. Sie ist verantwortlich für den speicherbezogenen Erhalt von Referenzposition, der Überwachung der im Verbrennungsmotor verbauten Mess- und Regeleinrichtungen sowie der Steuergeräte. Der Wiederstart ist damit ohne erneute Referenzindizierung möglich, was sich vor allem in der deutlich kürzeren Startzeit bemerkbar macht. Das Abstellen erfolgt heutzutage automatisiert, sobald das Fahrzeug steht.

Bei manuellen Getriebestufen muss der Fahrer einen neutralen Gang einlegen und das Kupplungspedal lösen. Bei Automatikgetrieben reicht meist ein Mindestbremsmoment im Stillstand des PKW [Kirchhoff et al., 2011]. Durch das kurzzeitige Abstellen in Stillstandsphasen des Fahrzeugs können gerade im innerstädtischen Betrieb Verbrauchs- und Emissionsvorteile erzielt werden.

Nach [Kramer, 2005] hat der Entwicklungsprozess die nachfolgenden Meilensteine durchlaufen: Im Jahr 1980 sind die ersten Erprobungen erfolgt. Die dort ermittelten Verbrauchsvorteile liegen im Europa-Zyklus (ECE-Zyklentest) bei 4 – 5%. Als Nachteil für Verbrauch und Schadstoffemissionen sind besonders kurze Abstellvorgänge genannt. Um diese zu reduzieren, soll der automatisierte Stopp-Start erst nach einer Standzeit von 4 Sekunden erfolgen [Kampmühler, 1980].

Im Jahr 1990 ist dieser Wert im Rahmen von umfassenderen Untersuchungen auf 18 Sekunden erweitert worden. Als kritische Größe sind die HC-Emissionen genannt. Die mittlere Abstellzeit im Hinblick auf CO-Emissionen liegt hingegen bei 0 Sekunden. Dies bedeutet, dass die Emissionen niedriger ausfallen, als bei Zyklusläufen ohne Stopp-Start. Auch die NO_x -Emissionen sind bereits im Leerlauf so gering, dass sie für Stopp-Start-Untersuchungen keinen Nachteil bedeuten [Voss, 1980].

1997 ist auf Basis fortgeschrittenerer Motorentechnik eine erneute Anpassung der jeweils mittleren kritischen Abstellzeiten erfolgt. Hier sind Verbrauch und NO_x -Emissionen nach 10 Sekunden und HC- sowie CO-Emissionen erst nach 5 Minuten vorteilhaft. Anschließende Versuchsfahrten im realen Straßenverkehr mit definierten Stoppzeiten von 20 Sekunden validierten dies [Bugsel et al., 1997].

2001 hat Mitsubishi weitreichende Untersuchungen mit direkteinspritzenden Verbrennungsmotoren durchgeführt. Die kritische mittlere Abstellzeit ist bereits nach 0,4 Sekunden erreicht. Die gleiche Menge an Kraftstoff ist bei Saugrohreinjection erst nach 5,5 Sekunden einzusparen. Auch mit einem negativen Einfluss der Standzeiten auf die Schad- und Stickstoffemissionen sei nicht zu rechnen [Ueda et al., 2001a], [Ueda et al., 2001b].

2003 hat die Robert Bosch GmbH die Hochdruck-Schichteinspritzung vorgestellt. Durch frühes Einspritzen der Kraftstoffmasse in die Kompressionsphase sind weitere Einsparmaßnahmen hinsichtlich Verbrauch und Emissionen möglich.

Die Gesamtheit der vorangegangenen Untersuchungs- und Entwicklungsarbeiten zum Thema Stopp-Start bieten für heutige Systeme reale Verbrauchsvorteile im Bereich von 4 – 5% im NEFZ und von bis zu 8 – 10% im ECE-Zyklus [Arnold et al., 2002], [Schmid et al., 2001], [Dubus et al., 2001], [Weimer and Sattler, 2001], [Warburg et al., 2002]. Um im Motorstillstand weiterhin alle relevanten Verbraucher wie die Beleuchtungseinrichtungen, Scheibenwischer, Lüftung oder Andere zu betreiben, muss die aus der Batterie stammende Energie priorisiert verwaltet und überwacht werden [Lehmann and Koch, 2000], [Kok et al., 2003]. Dieser Mehraufwand an Batteriemanagement wird über innovative Algorithmen gesteuert, welche über Batteriemodelle die Ladezustände und Alterungseffekte abschätzen. Diese Echtzeitüberwachung des Zustandes des Bordnetzes hilft potenzielle Ausfallrisiken zu minimieren. Sollte beispielsweise im Stillstand ein definierter Schwellenwert erreicht werden, so kann der Verbrennungsmotor automatisiert wieder starten [Kok et al., 2003], [Graf, 2003], [Grohmann et al., 2013]. Nach [Theuerkauf and Schmidt, 2007] könnten Verbraucher gemäß Tabelle 3.2 klassifiziert werden. Auch auf Seiten der Mechanik müssen moderne Stopp-/Start-Strategien adaptiert werden. Während konventionelle Anlasser (ohne Stopp-/Start) auf ein bisheriges Lastprofil von 30000 – 40000 Starts ausgelegt sind, muss heutzutage mit 200000 – 400000 Startvorgängen gerechnet werden [Schäfer, 2014]. Bei hybriden Antrieben mit der Verbrennungskraftmaschine als Range-Extender sogar mit deutlich mehr. Die Entwicklung versucht demnach auch auf Starterseite weitere Verbrauchsvorteile zu erschließen. Die gängigen Systeme der Serie oder Forschung können in die Kategorien:

- Start aus dem Stillstand ($n = 0 \text{ min}^{-1}$),
- Niedrigdrehzahlstart ($n = 250 \text{ min}^{-1}$) und
- Hochdrehzahlstart ($n = 750 \text{ min}^{-1}$)

einsortiert werden. Sie unterscheiden sich, neben dem Vorhandensein oder dem Positionieren des Starters im Antriebsstrang, auch in der Betriebsstra-

Tabelle 3.2: Beispielhafte Klasseneinteilung des Energiemanagement-Ansatzes [Theuerkauf and Schmidt, 2007]

Klasse 0	Enthält die maximale Abgabeleistung aller Erzeuger und Speicher
Klasse 1	Enthält alle Verbraucher ohne Signalanbindung und sämtliche Modellfehler
Klasse 2	Enthält alle nicht beeinflussbaren – z.B. sicherheitsrelevanten – Verbraucher und dient der schnelleren Bilanzierung
Klasse 3	Enthält alle nicht-sicherheitsrelevanten, aber im Degradationsfall deutlich wahrnehmbaren Verbraucher
Klasse 4	Enthält alle nicht-sicherheitsrelevanten, aber im Degradationsfall wenig wahrnehmbaren Verbraucher
Klasse 5	Enthält alle nicht-sicherheitsrelevanten, aber im Degradationsfall nicht wahrnehmbaren Verbraucher
Klasse 6	Enthält alle Verbraucher, die unbemerkt zugeschaltet werden können und ein anschließendes Einsparpotenzial bieten (Boostverbraucher) (z.B. 3. Stufe einer Sitzheizung, wenn Stufe 2 verlangt, und diese anschließend kurz auf Stufe 1 abgesenkt werden kann)
Klasse 7	Enthält alle Verbraucher, die unbemerkt eingeschaltet werden können, aber anschließend kein Einsparpotenzial bieten (z.B. Heckscheibenheizung im Sommer). Diese Klasse ist nur in bestimmten Fehlerfällen relevant.

tegie der Einspritzung. Beim Start aus dem Stillstand wird der Kraftstoff in den stehenden Zylinder eingespritzt und gezündet. Das Verfahren wird als Direktstart bezeichnet. Es kann in den einfachen oder den erweiterten Direktstart unterteilt werden. Beim Niedrigdrehzahlstart wird die zur ersten Verbrennung notwendige Startdrehzahl von $n = 250 \text{ min}^{-1}$ über einen elektromotorischen Antrieb erzeugt. Dies kann über einen klassischen Ritzelstartergenerator, einen Riemenstarter (RSG), oder einen in den Triebstrang integrierten Startergenerator (ISG/KSG) erfolgen. Abhängig von dem Leistungsniveau der E-Maschine des ISG können auch Hochdrehzahlstarts mit bis zu $n = 750 \text{ min}^{-1}$ erreicht werden [Schäfer, 2014]. Für die Betrachtung der Systeme im Einzelnen wird auf den Anhang A.2 verwiesen.

3.2.6 Einfacher Direktstart, erweiterter Direktstart und starterunterstützter Direktstart

Als Direktstart wird der aus reiner Verbrennungsenergie erzeugte Motorstart bezeichnet. Ausgangspunkt ist ein Ottomotor mit Direkteinspritzung [Kulzer et al., 2006]. Durch Einspritzen einer definierten Kraftstoffmenge in den geschlossenen Brennraum und anschließendes Fremdzünden des Gemisches wird ein Druckanstieg erzeugt. Als Folge der freiwerdenden Verbrennungsenergie wird die Kurbelwelle in Rotation versetzt, ohne dass ein zusätzliches externes Startmoment, von bspw. den in den Abschnitten A.2.1 genannten Startereinrichtungen, benötigt wird [Kulzer et al., 2006], [Kulzer et al., 2003a], [Gerhardt et al., 2003], [Kulzer et al., 2003b]. Die Direktstartstrategie wird hierbei grundsätzlich nach dem „einfachen Direktstart“ [Gerhardt et al., 2003] und dem „erweiterten Direktstart“ [Kulzer et al., 2006], [Kulzer et al., 2003b] unterschieden.

Beim einfachen Direktstart wird der Expansionszylinder für die Erstverbrennung genutzt. Durch Fremdzünden der Frischgasmenge erfährt die Kurbelwelle einen Energieeintrag, welcher mindestens größer gleich den Verlustarbeiten sein muss. Die wesentlichen Anteile stellen hierbei das Losbrechmoment, die Reibungsverluste sowie die Kompressionsarbeit des nachfolgenden Zündzylinder. Aus der in Abbildung A.8 dargestellten Messreihe geht hervor, dass das Losbrechmoment selbst wiederum in die Reibmomente und Nockenwellenmomente zu unterteilen ist. Je niedriger diese ausfallen, desto mehr Energie kann effektiv in Rotation umgewandelt werden. Sobald der nachfolgende OT überschritten ist, folgt die nächste Verbrennung. Diesmal hat der Kurbeltrieb jedoch schon einen Energieeintrag aus der vorherigen Verbrennung, sodass mit der zweiten Verbrennung die Drehzahl deutlich ansteigt. Die nachfolgenden Verbrennungen beschleunigen daher den Motor immer weiter, bis die gewünschte Drehzahl, mindestens aber der Leerlauf, erreicht ist. Schematisch ergibt sich der gesamte Vorgang gemäß Abbildung 3.13.

Der erweiterte Direktstart zündet das Frischgas im Kompressionszylinder (KT). Da dieser stets vor dem ZOT steht, wird der Motor in negativer Drehrichtung beschleunigt. Durch das Rückdrehen der Kurbelwelle verdichtet sich nun das Gasgemisch im Expansionstakt (ET). Die Frischgasmenge wird während der Rückdrehung und Verdichtung bereits mit Kraftstoff angereichert, sodass die Kompressionsarbeit ebenfalls zur homogenen Ge-

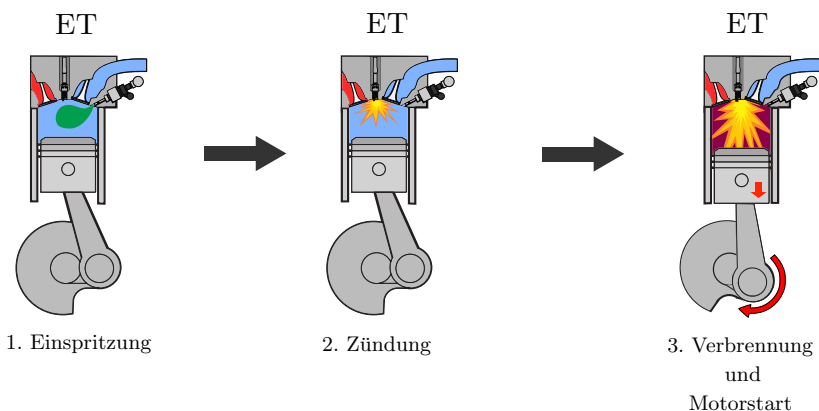


Abbildung 3.13: Einfacher Direktstart nach [Kulzer et al., 2003a]

mischaufbereitung genutzt werden kann. Sobald der Expansionszylinder fast den ZOT erreicht, wird die Verbrennung eingeleitet. Der Motor ändert dadurch erneut seine Drehrichtung, dieses mal wieder „Vorwärts“ und beginnt, ähnlich wie beim einfachen Direktstart, mit dem sukzessiven Aufbau der Drehzahl [Sieber, 1999], [Sieber, 2000]. Abbildung 3.14 zeigt den Ablauf des erweiterten Direktstarts.

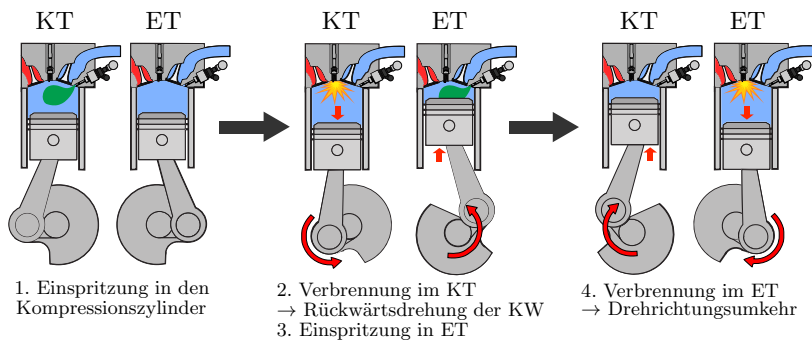


Abbildung 3.14: Erweiterter Direktstart [Gerhardt et al., 2003]

Der Vorteil des erweiterten Direktstarts, gegenüber dem einfachen Direktstart, liegt in der Verdichtung des Frischgases vom Expansionstakt. Durch

die kurze Rückdrehung und die direkt anschließende Drehrichtungsumkehr hin zur konventionellen Betriebsrichtung können Leckage-Effekte nahezu ausgeschlossen werden. Das Gasgemisch bleibt also vollständig verdichtet. Hierdurch bietet sich ein deutlich höheres Druckniveau, sodass die Erstverbrennung im Expansionszylinder ungefähr das 4-fache an Kolbenarbeit verrichtet [Gerhardt et al., 2003], [Kulzer et al., 2003b]. Die Vorteile, sowohl des einfachen, als auch des erweiterten Direktstarts gegenüber den vorherigen Startsystemen liegen in den niedrigen Kosten, der Akustik sowie der Startzeit. Nachteilig wirken sich die mangelnde Robustheit des Systems sowie der benötigte Mehraufwand für Sensorik und Steuertechnik aus [Kramer, 2005].

Der starterunterstützte Direktstart findet in direkter Anlehnung an den einfachen Direktstart statt. Hierbei wird die Kurbelwelle jedoch zusätzlich mittels eines Startsystems angetrieben. Gleichzeitig erhält der Expansionszylinder eine Kraftstoffmasse, welche direkt fremdgezündet wird. Die Kombination beider Energieeinträge ermöglicht eine nahezu hundertprozentige Startsicherheit, reproduzierbar kurze Startzeiten und reduzierte Geräuschemissionen [Fesefeldt, 2010]. Dieses Verfahren ist Bestandteil zahlreicher Veröffentlichungen [Ueda et al., 2001a], [Gerhardt et al., 2003], [Kulzer et al., 2003b] und Patentanmeldungen [Grob et al., 1997], [Grob and Scherrbacher, 1997], [Leiber, 1999], [Mikhaltsev et al., 1993], [Ueda et al., 2000], [Ackermann, 2001], [Rembold et al., 1998].

Kontrollierte Motor Positionierung (KMP)

Das kontrollierte Positionieren des Verbrennungsmotors (KMP) im Motorauslauf gewinnt zunehmend an Bedeutung in modernen Stopp-Start-Zyklen. Die Notwendigkeit hängt hierbei von dem jeweiligen Startersystem ab. Beim konventionellen Startergenerator ist es wertvolles „Add-On“, da reproduzierbare Startpositionen zum Einen das Einspielen des Ritzels verbessern, zum Anderen auch die Startdauer reproduzierbarer machen. Die Startposition ist hierbei so zu wählen, dass nach unmittelbarem Losbrechen des Motors eine Referenzmarke an der Kurbelwelle erreicht wird, welcher der Initialisierung dient. Je früher initialisiert ist, desto schneller erfolgt die Zündfreigabe und somit der aktive winkelsynchrone Betrieb [Nefzer et al., 2013a].

Für den Direktstart ist KMP unumgänglich. Damit die Erstverbrennung einen Energieeintrag bewirkt der ausreichend groß ist, um sowohl das Losbrechmoment zu überwinden, als auch den Kompressionstakt über den ZOT

zu führen, müssen die Kolben in einer definierten Position stehen. Basierend auf der Kräftebilanz ergibt sich die optimale Abstellposition aus der relativen Kolbenkraft in Abhängigkeit von der Kurbelwellenlage (ω). Nach [Merker et al., 2004] ergibt sich der Kolbenweg aus Abbildung 3.15 zu:

$$s_\omega = c_3 - c_2 - r \cos(\phi - \beta). \quad (3.2)$$

Aus den Zusammenhängen

$$\sin \beta = \frac{e}{r + l}$$

bzw.

$$\beta = \arcsin\left(\frac{e}{r + l}\right),$$

mit

$$c_1 = e - r \sin(\beta - \phi),$$

$$c_2 = \sqrt{l^2 - c_1^2},$$

und

$$c_3 = \sqrt{(r + l)^2 - e^2}$$

folgt

$$s_\phi = \sqrt{(r + l)^2 - e^2} - \sqrt{l^2 - [e + r \sin(\phi - \beta)]^2} - r \cos(\phi - \beta). \quad (3.3)$$

Die Ableitung des Kolbenweges liefert die Kolbengeschwindigkeit:

$$\frac{ds}{d\phi} = r \sin(\phi - \beta) + \frac{r[e + r \sin(\phi - \beta)] \cos(\phi - \beta)}{\sqrt{l^2 - [e + r \sin(\phi - \beta)]^2}}. \quad (3.4)$$

Aus dem Zylindervolumen

$$V_\phi = V_{Komp} + D^2 \frac{\pi}{4} s(\phi). \quad (3.5)$$

folgt die Änderung über dem Kurbelwellenwinkel

$$\frac{dV}{d\phi} = D^2 \frac{\pi}{4} \frac{ds}{d\phi}. \quad (3.6)$$

Für den Grenzfall $e = 0$ und dem Schubstangenverhältnis $\lambda_s = r/l$ folgt schließlich:

$$s_\phi = r \left\{ [1 - \cos(\phi)] + \frac{1}{\lambda_s} \left[1 - \sqrt{1 - \lambda_s^2 \sin^2(\phi)} \right] \right\}. \quad (3.7)$$

und

$$\frac{ds}{d\phi} = r \left[\sin(\phi) + \frac{\lambda_s}{2} \frac{\sin(2\phi)}{\sqrt{1 - \lambda_s^2 \sin^2(\phi)}} \right]. \quad (3.8)$$

Aus dem aus der Verbrennung stammenden Gasdruck p_ϕ wird die Antriebsenergie erzeugt. Diese Gaskraft ergibt sich aus dem Produkt der Kolbenfläche $A_K = D^2\pi/4$ mit dem Gasdruck $p(\phi)$:

$$F_G = D^2 \frac{\pi}{4} p(\phi) \quad (3.9)$$

Die Massenkkräfte des Kurbeltriebes setzen sich aus der Masse des rotierenden Kurbelzapfens m_{Kur} , des oszillierenden Kolbenverbands m_K und der kombinierten Pleuelbewegung $m_{P,rot}$ und $m_{P,osz}$ zusammen. Aufgeteilt nach Rotations- und Oszillationsmassen folgt:

$$m_{rot} = m_{P,rot} + m_{P,Kur} m_{osz} = m_{P,osz} + m_K \quad (3.10)$$

Für ein kleines Schubstangenverhältnis λ_s kann die Wurzel in Gleichung 3.7

$$\sqrt{1 - \lambda_s^2 \sin^2(\phi)} = 1 - \frac{\lambda_s^2}{2} \sin^2(\phi) - \frac{\lambda_s^4}{8} \sin^4(\phi) - \dots \quad (3.11)$$

zu der in Gleichung 3.11 dargestellten Taylor-Reihe entwickelt werden. Für $\lambda_s = 0,25$ ist der dritte Term bereits $< 0,00048$. Daher werden sowohl dieser, als auch die nachfolgenden Terme vernachlässigt. Auflösen von 3.7 mit 3.11 liefert den Kolbenweg

$$\frac{s}{r} = 1 - \cos(\phi) + \frac{\lambda_s}{4} (1 - \cos(2\phi)). \quad (3.12)$$

Über die Winkelgeschwindigkeit

$$\frac{d\phi}{dt} = \omega \quad (3.13)$$

folgt für die Kolbengeschwindigkeit

$$\frac{ds}{dt} = \frac{ds}{d\phi} \frac{d\phi}{dt} = \omega \frac{ds}{d\phi} \quad (3.14)$$

der Zusammenhang

$$\frac{ds}{dt} = r\omega \left[\sin(\phi) + \frac{\lambda_s}{2} \sin(2\phi) \right] \quad (3.15)$$

und für die Beschleunigung des Kolbens

$$\frac{d^2s}{dt^2} = \frac{d^2s}{d\phi^2} \left(\frac{d\phi}{dt} \right)^2 = \omega^2 \frac{d^2s}{d\phi^2} \quad (3.16)$$

schließlich

$$\frac{d^2s}{dt^2} = r\omega^2 [\cos(\phi) + \lambda_s \cos(2\phi)] . \quad (3.17)$$

Die rotierende Massenkraft der Kurbelwelle ist direkt von der Drehzahl der Kurbelwelle abhängig, da aus ihr Unwuchten hervorgerufen werden. Sie wird durch

$$F_{M,rot} = m_{rot}r\omega^2 \quad (3.18)$$

beschrieben. Für die oszillierende Massenkraft folgt

$$F_{M,osz} = m_{osz}r\omega^2 [\cos(\phi) + \lambda_s \cos(2\phi)] . \quad (3.19)$$

Aus der Gleichung wird ersichtlich, dass $F_{M,osz}$ selbst wiederum besteht aus zwei Anteilen. Der erste rotiert mit der einfachen Kurbelwellendrehzahl, der zweite mit der doppelten. Dies führt zur sogenannten „ersten und zweiten Ordnung“ mit

$$F_1 = m_{osz}r\omega^2 \cos(\phi), \quad (3.20)$$

$$F_2 = m_{osz}r\omega^2 \lambda_s \cos(2\phi). \quad (3.21)$$

Durch den quadratischen Zusammenhang der Massenkraft mit der Winkel-

geschwindigkeit wird die hohe Drehzahlabhängigkeit deutlich. Die Summe aus Gas- und Massenkraften ergibt letztlich die Kolbenkraft

$$F_K = D^2 \frac{\pi}{4} p(\phi) + m_{osz} r \omega^2 [\cos(\phi) + \lambda_s \cos(2\phi)]. \quad (3.22)$$

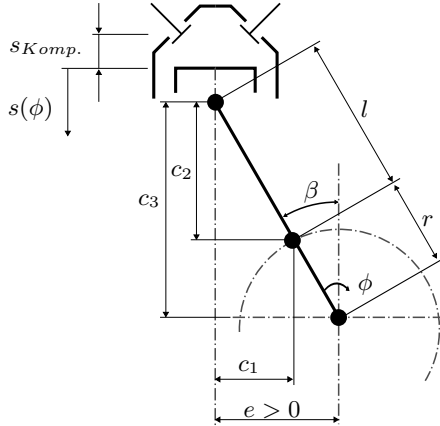


Abbildung 3.15: Kinematik des Kurbeltriebs [Merker et al., 2004]

Im 4-Takt-Prinzip ergeben sich die Gas- und Massenkraften der Kurbelwelle zu den in Abbildung 3.16 dargestellten Verläufen. Die Massenkraft schwingt hierbei relativ harmonisch um das Nullniveau. Die Gaskraft hingegen ist stark abhängig vom jeweiligen Takt. Dabei liegt der Höchstwert im ZOT, also bei 360°KW , da dort die Verbrennung stattfindet. In demselben Punkt fällt jedoch auf, dass ein Teil der Energie zum Abbau der Massenkraft benötigt wird. Die integrierte Kolbenkraft in diesem Punkt ist folglich das Summenintegral aus Gas- und Massenkraft und wird durch den Bereich der „Druckkraft“ dargestellt. Für das kontrollierte Abstellen der Kurbelwelle errechnen sich die optimalen Abstellpositionen nach Gleichung 3.22 zu $\phi = \pi \cdot n/2$ mit $n \in \mathbb{N}$, also $\phi = 90/270/450/630/\dots^\circ \text{KW}$. Zu diesen Zeitpunkten ist die Massenkraft jeweils gleich null, sodass nur die gesamte Gaskraft als Kolbenkraft wirkt. Bezogen auf den Kompressionszylinder vor dem ZOT (vZOT) gilt im Direktstart $\phi = 90^\circ \text{KW vZOT}$. Folglich steht der Expansionszylinder auf 90°KW nZOT (nach ZOT).

Um diese Position möglichst exakt und reproduzierbar zu erreichen, be-

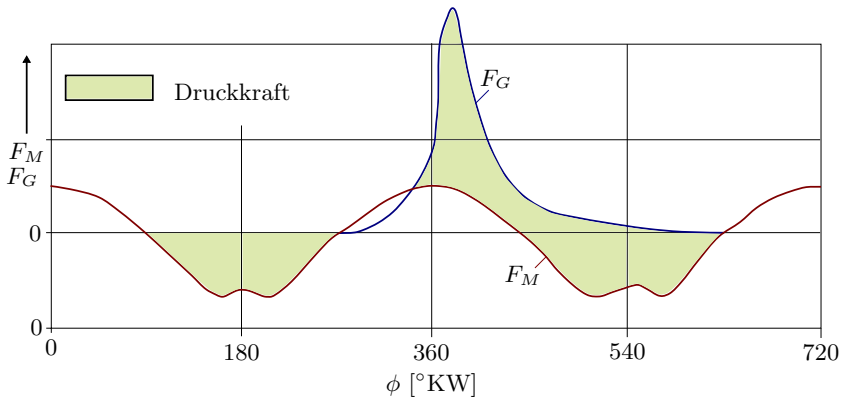


Abbildung 3.16: Gas- und oszillierende Massenkraft eines 4-Takt-Hubkolbenmotors [Merker et al., 2004]

darf es einiger Strategien im Auslauf. [Kramer, 2005] untersucht in seiner Abhandlung die Positionierung der Kurbelwelle über die Drosselklappe und folglich die Füllmenge im Brennraum. [Sieber and Ries-Müller, 2011] erwähnt eine vorübergehende Zuschaltung eines Elektromotors im Motorauslauf, zur Verzögerung und Positionierung des Verbrennungsmotors. [Nefzer et al., 2013b] bezieht sich auf die Motorregelung. Dabei soll der Verbrennungsmotor so positioniert werden, dass die Markierung am Geberrad stets unmittelbar vor dem Drehzahlgeber angeordnet ist, sodass die Steuereinheit im Wiederstart direkt mit den Referenzsignalen versorgt wird. [Abboud et al., 2013] schlägt vor, durch automatisiertes Ein- und Auskuppeln der Motorgetriebeeinheit die Kurbelwelle zu positionieren. Dazu wird zwingend ein automatisches Schaltgetriebe benötigt. Eine weitere Variante wird in Abschnitt 4.1.4 beschrieben, welche sowohl über die Drosselklappe als auch die Position der Phasensteller den Motor positioniert. Da aus der Detailbetrachtung des Ablaufs gleichzeitig die Anforderungen an das Stellsystem hervorgehen, wird an dieser Stelle auf Abschnitt 4.1.4 verwiesen.

RAHMENBEDINGUNGEN: DEFINITION, KREUZVERGLEICH UND HIERARCHISIERUNG DER RELEVANTEN ANFORDERUNGEN VERSCHIEDENER STOPP-/START-STRATEGIEN

Die Definition der Anforderungen bildet den Kern der Theorie. Durch grundlegende Erforschung der wesentlichen Inhalte verschiedener Stopp-/Start-Strategien soll die Basis für das Werkzeug gebildet werden. Hierzu müssen die nachfolgenden Strategien in soweit untersucht werden, dass der Einfluss der Verstellperipherie bekannt wird. In Abhängigkeit von der Funktionalität und den externen Systemgrenzen, wie den Kosten und dem Bauraum, sollen die verschiedenen Stopp-/Start-Strategien einem Kreuzvergleich unterzogen und basierend auf den Ergebnissen einer Hierarchie zugeordnet werden. Durch diese wird im Rahmen der Werkzeugbildung eine fundamentale Basis geschaffen, an der sich die Ergebnisse bemessen.

4.1 Definition der Anforderungen

Die Ergebnisse der nachfolgenden Stopp-/Start-Strategien basieren auf Prüfstandsmessungen. Um den Einfluss der Stelleinrichtung zu erfassen, werden für unterschiedliche Phasenlagen, basierend auf der aktuellen Hardwarestufe, die:

- Start- bzw. Stoppdauern,

- Zylinderdrücke,
- Starthäufigkeiten und
- die Robustheit

untersucht. Als Versuchsträger dient ein Vierzylinder-Ottomotor der Daimler AG mit der Bezeichnung „M274 DEH 20 LA“. Aus der Typenbezeichnung ist ersichtlich, dass das Aggregat über eine Direkteinspritzung (DE), ein homogenes Brennverfahren (H), ein Kolbenhubvolumen von „2,0“ Litern und ein Aufladesystem mit Ladeluftkühlung (LA) verfügt. Weitere wichtige Elemente des Verbrennungsmotors sind Piezo-Injektoren und Zündkerzen mit Mehrfachzündung. Durch die Piezo-Injektoren sind Mehrfacheinspritzungen mit kleinsten Einspritzmengen möglich. Hierdurch ergeben sich zusätzliche Freiheitsgrade, was den Einspritzzeitpunkt betrifft, da dieser nun frei definiert werden kann. Der Druckbereich ist herstellerseitig auf 20 - 180 MPa festgelegt [Robert-Bosch-GmbH, 2006]. Die Bedeutung für die einzelnen Stopp-/Start-Strategien wird in den Abschnitten 4.1.3 und 4.1.4 näher erläutert.

4.1.1 Stopp-/Start

Der Motor-Stopp-/Start entspricht dem heutigen Stand der Technik. Gemäß den Ausführungen in Abschnitt 3.2.5 wird die Zündung bei Aktivierung eines Abstellbefehls gestoppt. Den anschließenden Auslauf zeigt Abbildung 4.1. Zur Schwingungsreduktion während des Austaumelns wird die Ladungswechselarbeit reduziert, indem die Drosselklappe geschlossen bleibt. Den Unterschied zwischen geöffneter und geschlossener Drosselklappe zeigt Abbildung 3.12. Die Nockenwellen werden zu diesem Zeitpunkt statisch in der negativen Überschneidung verriegelt. Diese Konfiguration führt zu jenem Motorstopp, der (für im niederen Drehzahlbereich verriegelte Serienphasensteller) den höchsten Komfort bietet. Um mögliche Vorteile eines mit passiven elektromechanischen Phasenstellern versehenen Motors zu untersuchen, werden nachfolgend ungefähr 200 Messungen mit unterschiedlichen Parameterkonfigurationen aufgezeigt. Entscheidend für die Faktorkombinationen sind die Phasenlagen von Ein- und Auslass, sowie die Drosselklappenstellung. Die Phasenlagen werden zu jeweils vier Positionen eingestellt. Die Drosselklappe wird zwar in drei Positionen eingestellt (Regelung nach KMP-Schema [siehe Abschnitt 4.1.4], geschlossen und offen), besitzt aber auf

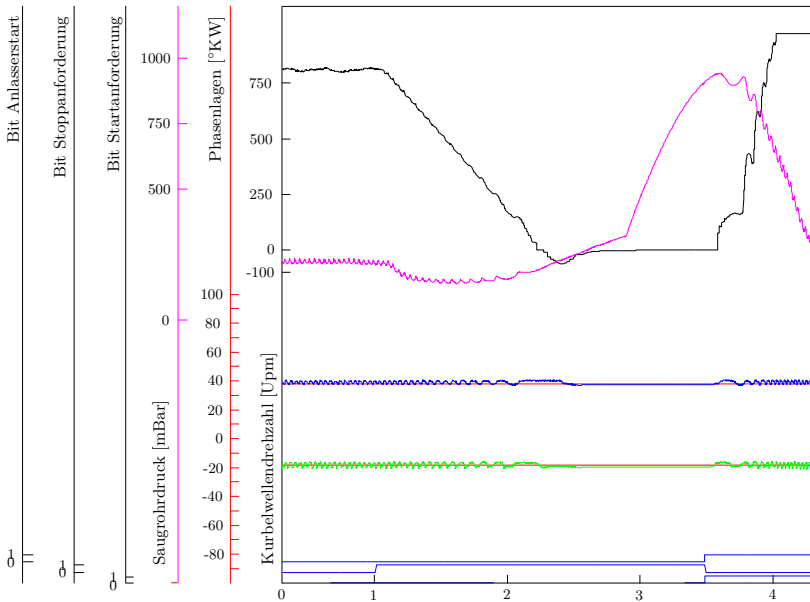


Abbildung 4.1: Messung eines Motorauslaufs und -wiederstarts bei geschlossener Drosselklappe und Seriensteuerzeiten

Grund der Ähnlichkeit von dem KMP-Schema und der offenen Drosselklappe real nur zwei Positionen. Hieraus folgen $4 \cdot 4 \cdot 2.5 = 40$ Faktorkombinationen. Um mögliche Streuungen zu berücksichtigen, ist jeder Messpunkt mit jeweils fünf Messungen validiert. Damit ergeben sich also $5 \cdot 40$ Faktorkombinationen = 200 Messungen.

Die Ergebnisse zeigt Abbildung 4.2. Im oberen Diagramm sind die jeweiligen Stopp- und Startzeiten aufgetragen. Im mittleren Diagramm die Positionen der Nockenwellen bei den jeweiligen Messungen. Das untere Diagramm zeigt den mittleren Saugrohrdruck im Auslauf. Der Saugrohrdruck im Wiederstart ist irrelevant, da dieser über das Motormanagement geregelt wird. Bei genauem Betrachten der Messdaten aus Abbildung 4.2 wird der Einfluss der Parametervariationen deutlich: Sobald die Überschneidung beider Nockenwellen maximal negativ ist, steigen sowohl die Stopp-, als auch die Startzeiten an. Dieser Effekt tritt unabhängig vom Saugrohrdruck auf. Befindet sich

jedoch nur die Einlassnockenwelle in „Spät“, so verzögert sich lediglich die Startzeit des Motors. Die Gründe hierzu lassen sich über den Kurbelkreis aus Abbildung A.1 verdeutlichen: Je früher das Auslassventil schließt, desto weniger Ladungsmasse kann aus dem Brennraum entfernt werden. Ein spätes Einlassventil bedeutet eine erneute Zwischenkompression und Expansion des zurückgehaltenen Abgases und eine nur geringe Zufuhr von Frischgas, da ein Teil des Frischgases im nachfolgenden Takt durch das noch offen stehende Ventil wieder zurück in das Saugrohr geschoben wird. Unter Berücksichtigung der Ausgangslage, dass die Zündung deaktiviert ist, werden keine neuen Abgase mehr erzeugt. Nach einigen Zyklen ist also davon auszugehen, dass es sich bei der Brennraumladung um reines Frischgas handelt. Trotzdem entsteht eine permanente Ladungsbewegung und Kompressionsarbeit, die zwar rotationszyklisch Bewegungsenergie abbaut, jedoch phasenweise die Kurbelwelle wieder mit Energie versorgt: Die Zwischenkompression der Restgase wirkt als Luftfeder. Nach Überschreiten des LWOT expandiert das Restgas wieder und beschleunigt somit den Kolben in der Abwärtsbewegung. Dadurch wird weniger Rotationsenergie pro Zeiteinheit verbraucht und somit der Motorauslauf verlangsamt. Im nachfolgenden Wiederstart sorgen die erhöhten Ladungswechselbewegungen zu einem niedrigeren Energieeintrag auf dem Kolben. Dadurch, dass regelmäßig Frischgase aus dem Brennraum ausgeschoben werden, verringert sich automatisch die reaktive Masse. Da sich der Drehzahlgradient, ab dem Zeitpunkt des Ausspurens vom Ritzelstartergenerator, direkt proportional zur Verbrennungsenergie verhält, verlangsamt sich der Startvorgang gemäß der gemessenen Größenordnung. Aus diesen Erkenntnissen lässt sich unmittelbar ein zweites Phänomen ableiten. Dieses geht direkt mit der Steuerung der Drosselklappe einher: Je höher der Saugrohrdruck im Auslauf ist, desto länger dauert dieser. Der Einfluss auf den Motorstart ist jedoch deutlich geringer. Wie Eingangs aufgezeigt, wird die Drosselklappe im Motorstart aus dem Motormanagement geregelt und arbeitet daher unabhängig von den Vorgaben des Auslaufs. Dennoch fällt auf, dass sich bei (im Auslauf) geschlossener Drosselklappe die Dauer im Wiederstart verzögert. Die Ursache ist an der Messweise zu begründen: Zwischen dem absolutem Stillstand der Kurbelwelle und dem Wiederstart liegen selten mehr als zwei Sekunden. Dieser Zeitraum ist zu gering, als dass sich die Umgebungsdrücke in allen Zylindern einstellen könnten. Abbildung 4.4 bestätigt dies. Die Parameterkonstellation ist hierbei dieselbe, wie in Abbildung 4.1, also Serienkonfiguration. Nach erst ungefähr sechs Sekunden stellt sich der

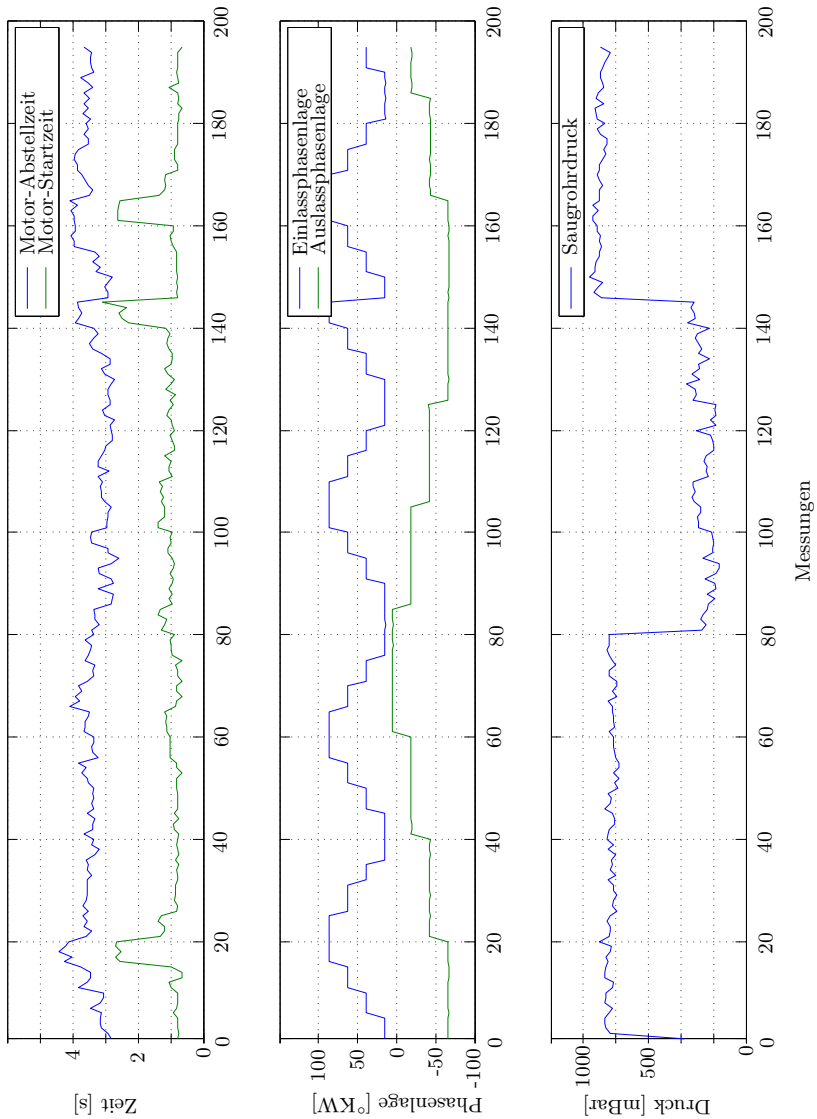


Abbildung 4.2: Änderung der Motorstopzeiten und -startzeiten bei unterschiedlichen Phasenlagen und Saugrohrdrücken

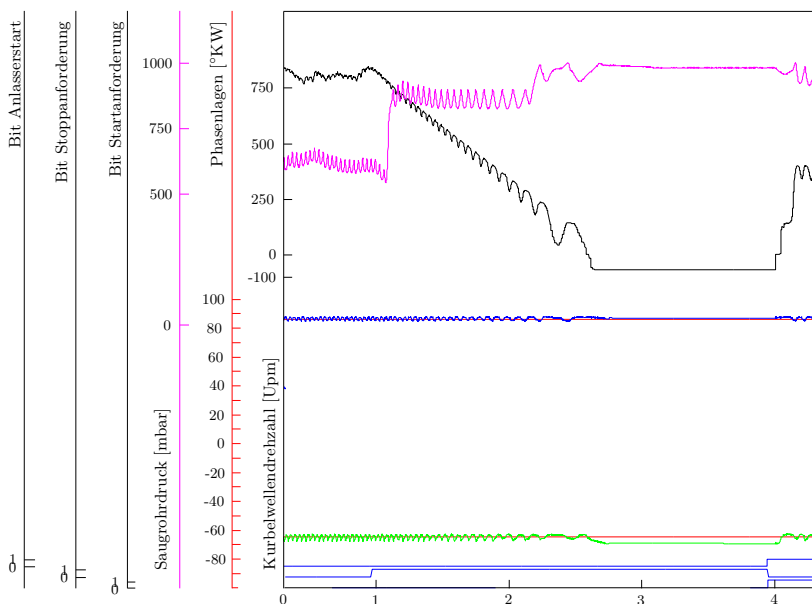


Abbildung 4.3: Messung eines Motorauslaufs und -wiederstarts bei KMP-geregelter Drosselklappe und negativer Ventilüberschneidung

Umgebungsdruck ein. Daraus folgt, dass ein frühzeitiger Wiederstart, durch das möglicherweise noch im Brennraum vorverdichtete Frischgas, begünstigt werden kann. Bezogen auf den länger andauernden Wiederstart bei Auslauf mit geschlossener Drosselklappe heißt dies also, dass weniger Frischgas im Brennraum vorgelagert ist, als bei einem Auslauf mit geöffneter Drosselklappe.

Die Starthäufigkeit ist beim konventionellen Stopp-/Start zu 100% gewährleistet. Externe Umstände wie mangelnde Bordnetzspannung, ungünstige Motortemperaturen oder Umgebungsdrücke werden im aktiven Fahrbetrieb erfasst und fließen im Falle eines Stopp-/Start-Szenarios mit in die Entscheidungsmatrix ein. Der Motor wird bzw. bleibt also nur gestoppt, solange alle Kenngrößen innerhalb ihrer Grenzgrößen liegen. Sobald das konventionelle Schema verändert wird, können prozessbedingte Systemgrenzen die Starthäufigkeit drastisch senken. Eine zu frühe Auslasswelle kann beispiels-

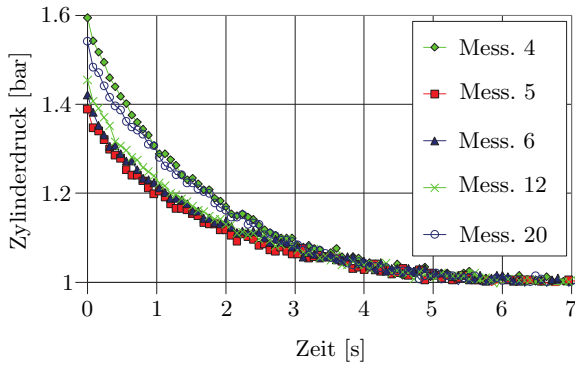


Abbildung 4.4: Messung der Leckageverluste nach Motorstopp [Fesefeldt, 2010]

weise dazu führen, dass zu wenig Verbrennungsenergie in Rotationsenergie umgewandelt wird. Abbildung 4.5 zeigt die geometrische Veränderung der

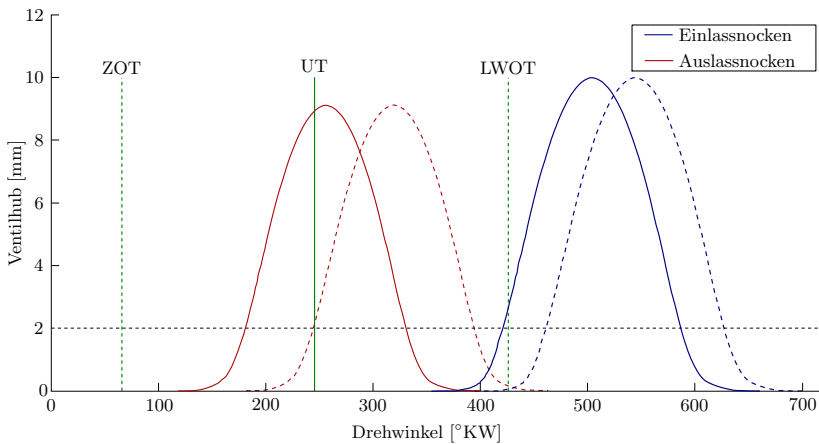


Abbildung 4.5: Maximale Früh-Verstellung der Aus- und Einlassnockenwelle für große Stellbereiche

Öffnungs- und Schließzeiten bezogen auf die Wendepunkte des Kolbentriebes. Der farblich gestrichelte Verlauf entspricht demnach den Seriensteuerzeiten für einen konventionellen Stopp-/Start. Die horizontale Linie bei

2mm Ventilhub bemisst die definierte Ventilöffnung als einheitlichen Maßstab für die Beschreibung von Ventilsteuerzeiten. Das bedeutet also, dass das Einlassventil bei einer einlassseitigen Phasenlage von $0^\circ KW$, also am LWOT, um 2mm geöffnet ist. Für passive elektromechanische Phasensteller ohne aktive Verriegelung mit einem Stellbereich $> 60^\circ KW$ ergeben sich nun einige Probleme: Wie bereits in Abschnitt 3.1.3 aufgezeigt, müssen die Phasenschwingungen während der Initialisierungsphase möglichst gering sein. Hierzu müssen die Nockenwellen über die jeweiligen Stelleinrichtungen in die aktiven Anschläge „gepresst“ werden. In der aktuellen Baustufe entsprechen diese der „Früh“-Position. Die daraus resultierenden Ventilhubkurven zeigt Abbildung 4.5. Der LWOT des zu betrachtenden Ventilpaares liegt bei $420^\circ KW$, der vorherige UT liegt bei $240^\circ KW$, der nachfolgende UT bei $600^\circ KW$. Im Frühanschlag wird das Auslassventil bereits $70 - 80^\circ KW$ vor dem UT geöffnet, sodass bereits während des Arbeitstaktes ein Großteil der Verbrennungsenergie über den Abgastrakt entweicht. Der dadurch verursachte Mangel an Rotationsenergie führt im Motorstart zum Absterben des Aggregats. Ein Erst- oder Wiederstart kann daher nur gewährleistet werden, wenn sich die Nockenwellen in einer initialisierten Lage inmitten des Stellbereichs befinden, bzw. das Auslassventil mindestens so spät öffnet, dass die Verbrennungsenergie in ausreichendem Maße zur Beschleunigung der Kurbelwelle beitragen kann. Da die Phasensteller für dieses Szenario große Schwingungen an der Nockenwelle erzeugen, stellt sich ein erneutes Risiko ein, da die Füllung im Drehzahlhochlauf undefiniert ist und folglich das Motormanagement keine exakten Berechnungen der Einspritzmengen und Zündzeitpunkte durchführen kann. Dies führt zu einer zusätzlichen Beeinträchtigung bei der Reproduzierbarkeit des Startverlaufs.

Für verriegelte Phasensteller ist die Reproduzierbarkeit, ähnlich der Starthäufigkeit, von externen Größen abhängig und mit fast 100% zu bewerten. Zwar können, wie in Abbildung 4.2 aufgezeigt, die Stopp- und Startzeiten variieren, jedoch sind die jeweiligen Dauern, sofern alle Stopp-/Start-Vorgänge mit denselben Faktorkombinationen erfolgen, nahezu identisch. Die einzig ausschlaggebende Variable ist hierbei also die Abstellposition der Kolben im Zylinder. Je weiter der erste Zündzylinder vor dem ZOT steht, desto mehr Weg und somit auch Zeit wird benötigt, bis der Verbrennungsvorgang erfolgt.

Die Bedeutung der Schwingweite für den Stopp-/Start lässt sich unmittelbar aus den bisherigen Erkenntnissen ableiten: Je stärker die jeweiligen Nockenwellen schwingen, desto unterschiedlicher werden die Stopp- und Startverläufe. Sofern zu starke Ladungsmengenschwankungen nicht gar zum Absterben des wieder startenden Aggregats führen, so leiden dennoch die Startdauer und der Startkomfort. Deutlich geringer fallen die Einflüsse der Regelabweichung (also das Delta der mittleren Abweichung der Ist-Phasenlage zur Soll-Phasenlage) und der Stellgeschwindigkeit aus. Sofern diese von Stopp zu Stopp und Start zu Start konstant ausfallen, ist mit jeweils annähernd homogenen Verläufen zu rechnen.

4.1.2 Dekompressionsstart

Der Dekompressionsstart stellt eine Sonderform des üblichen Startverlaufs dar. Ziel dieser Variante ist die Optimierung des Motorstarts durch Reduktion der Widerstandsmomente. Der größte Anteil ergibt sich aus der zur Kompression benötigten Arbeit. Durch geeignetes Positionieren der Einlassnockenwelle werden die sich im Verdichtungstakt befindenden Zylinder dekomprimiert. Diesen Zusammenhang zeigt Abbildung 4.6: Während sich der Kolben vom LWOT bei $420^\circ KW$ zum nachfolgenden UT bei $600^\circ KW$ bewegt, wird das Frischgas in den Brennraum eingezogen. Durch die extreme Spätstellung öffnet sich das Ventil jedoch erst bei ungefähr $520^\circ KW$, also $100^\circ KW$ nach dem LWOT. Dadurch verbleiben lediglich $80^\circ KW$ bis zum nächsten Wendepunkt, was die Absolutmasse an Frischgas im Brennraum deutlich reduziert. Sobald der Kolben in den Verdichtungstakt übergeht ($600^\circ KW - 780^\circ KW$), wird im Normalfall das Frischgas komprimiert. Da das Ventil aber noch weitere $100^\circ KW$ geöffnet bleibt, wird ein Großteil der zuvor geladenen Frischgasmasse wieder in den Saugrohrtrakt zurückgeschoben. Der Verdichtungstakt wird also „dekomprimiert“. Das gesamte Potenzial dieser Startvariante zeigt [Reinhuber, 2013]. Im Rahmen seiner studentischen Arbeit bei der Daimler AG, hat er die Maßnahmen zur Optimierung des Startkomforts bei gleichzeitiger Reduktion des Startmomentes untersucht. Als Messträger wird der zu Beginn vorgestellte „M274 DEH 20 LA“ benutzt. Die Erfassung des Motormomentes erfolgt über ein Messflanschsystem der Firma AVL. Dieses wird zwischen der Prüfstandmaschine und dem Verbrennungsmotor angebracht. Dadurch können sowohl die Motormomente (Antriebsmomente), als auch die Schleppmomente des Prüfstandes erfasst

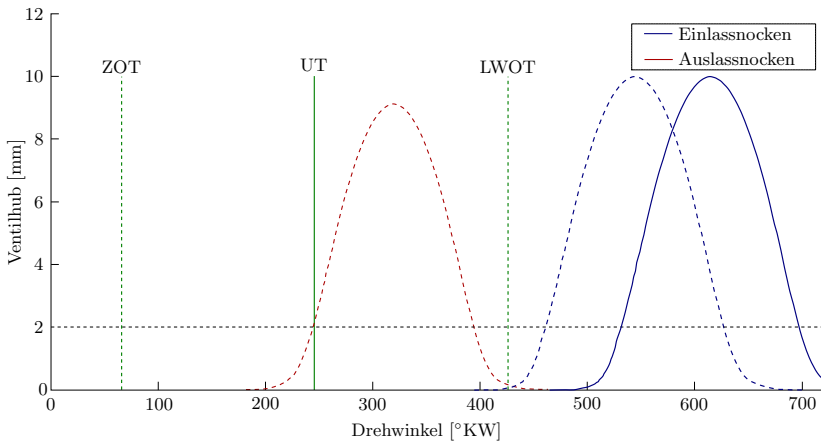


Abbildung 4.6: Maximale Spät-Verstellung der Einlassnockenwelle für Dekompression

werden. Abbildung A.11 zeigt die Prüfstandszelle inklusive der Mess- und Steuereinrichtungen. Die Schwingungsamplituden nehmen piezoelektrische Beschleunigungssensoren auf, welche an den Motorlagern befestigt sind. Sie erfassen die Schwingungen in allen drei Raumachsen.

Die quantitativen Auswirkungen der Phasenverschiebungen zeigen die Abbildungen 4.7 und 4.8. Der Motor befindet sich hierbei in einem konstanten Betriebspunkt bei 1000 Umdrehungen pro Minute bei geöffneter Drosselklappe. Die Phasenlagen werden jeweils in 5° Schritten verändert. Das Messintervall der Einlassnockenwelle liegt zwischen $-5^\circ KW$ und $135^\circ KW$ nach LWOT. Die Auslassnockenwelle wird konstant bei $-32^\circ KW$ gehalten, was genau der Seriensteuerzeit im Motorstart entspricht. Aus der Kennlinie in Abbildung 4.7 geht hervor, was die theoretische Betrachtung aus Abbildung 4.6 bereits vermuten ließ: Je später die Einlassnockenwelle die Ventile öffnet, desto geringer werden die Zylinderdrücke und folglich steigt der Bedarf an externem Moment, um die Drehzahl zu halten.

Abbildung 4.8 zeigt die Auslassvariation auf. Das Messintervall liegt hier zwischen $-120^\circ KW$ und $8^\circ KW$ nach LWOT. Die Einlassnockenwelle wird konstant bei $75^\circ KW$ gehalten. Das Ergebnis der Untersuchung ist die Er-

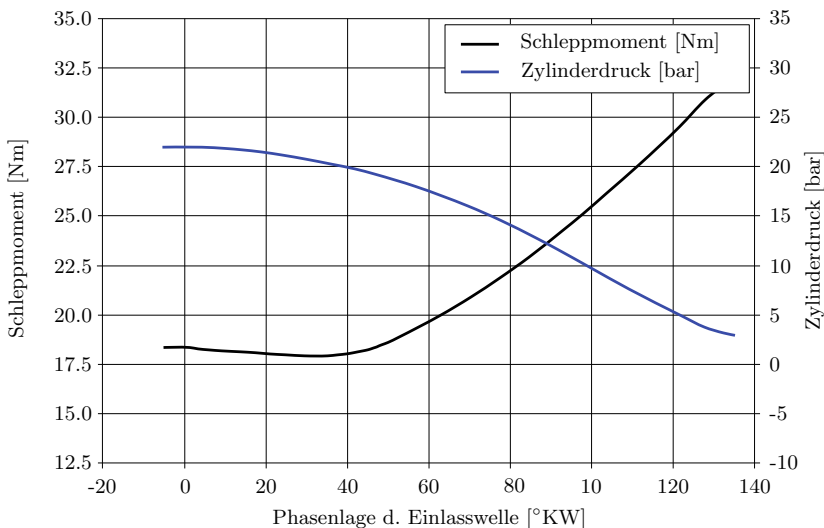


Abbildung 4.7: Änderung des Schleppmomentes über dem Phasenwinkel der Einlassnockenwelle [Reinhuber, 2013]

kenntnis, dass der Einfluss der Auslassphasenlage nur marginalen Einfluss auf den Zylinderdruck nimmt. Eine maximale Frühpositionierung des Auslassventils erhöht lediglich den externen Momentenbedarf. Da hierbei das Ventil schon im Expansionstakt, also dem Takt, der für den Energieeintrag auf die Kurbelwelle verantwortlich ist, öffnet, wird der Verbrennungsdruck frühzeitig abgebaut. Bei zunehmender Spätverstellung des Ventilschließzeitpunktes steigt der Energieeintrag zunächst wieder an. Dies gilt bis -70°KW nach LWOT, kehrt sich im Anschluss aber wieder um, sodass sich der gemessene Verlauf ergibt. Die Ursache hierfür liegt in der Kombination der beiden Nockenwellen zueinander. Zwar nehmen die Dauer der Expansion und die Ausschiebedauer direktproportional zueinander zu, gleichzeitig bleibt die Masse an Frischgas (bei gleichzeitiger geringfügiger Kompression durch die Einlassnockenwelle) jedoch konstant. Obwohl also mehr Energie genutzt werden könnte, bleibt der Energieeintrag aus der Verbrennung unverändert. Bei ca. -30°KW wird der komplette Kolbenhub zum Ausschieben der Ladungsmenge ausgenutzt. Dadurch befinden sich anschließend fast keine Restgase mehr im Frischgastakt, sodass die Gesamtmasse an Ladung minimal ist. Ei-

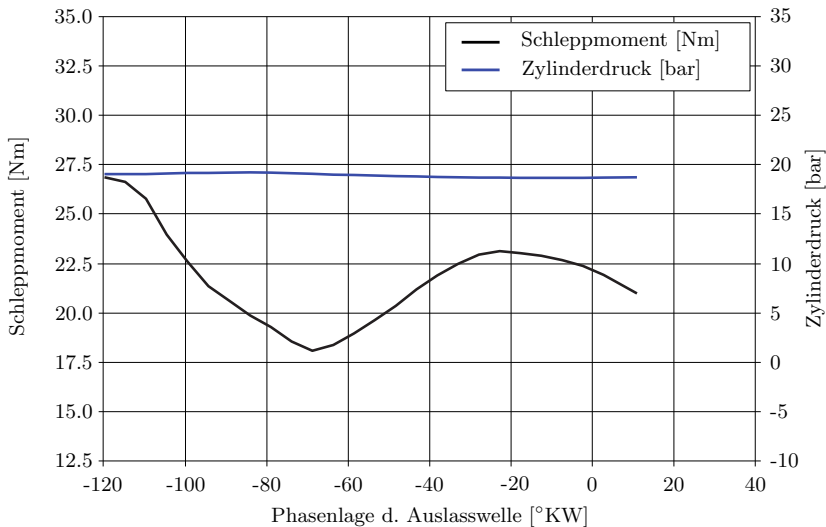


Abbildung 4.8: Änderung des Schleppmomentes über dem Phasenwinkel der Auslassnockenwelle [Reinhuber, 2013]

ne noch spätere Auslassphase begünstigt jedoch wieder die Ladungsmenge, da nun das Auslassventil noch zu Beginn des Expansionstaktes geöffnet ist, wodurch Restgase zurück in den Brennraum gelangen (Vergleiche: Abschnitt A.1.3). Auf Grund dieser Ergebnisse bleibt die Auslassnockenwelle zur weiteren Schwingungsuntersuchung unbeachtet. Wie in Abschnitt 3.2.2 gezeigt, verursachen niedrige Drehzahlen die größten niederfrequenten Schwingungen. Diese sind direkt spürbar und im Idealfall weitestgehend zu reduzieren. Eine Variante hierzu ist die Nutzung eines Hochdrehzahl-Starterystems, wie bereits in Abbildung 3.11 aufgezeigt. Inwiefern eine weitere Verbesserung durch die Spät-Positionierung der Einlass-Nockenwelle erfolgt, zeigen nachfolgende Untersuchungen: Abbildung 4.9 zeigt die gemessenen Schwingungsamplituden im Motorstart. Als Messpunkte dienen die seitlichen Motorlager. Die Bezeichnung „L + Z“ besagt, dass das Signal die Amplitude in Z-Richtung vom linken Motorlager beschreibt. Die Z-Achse beschreibt hierbei die Auf- und Abwärtsbewegung des Motors. „R + Y“ steht somit für die Auslenkung in Richtung der Y-Achse, gemessen am rechten Motorlager. Die Y-Achse beschreibt die seitliche Bewegung des Motors. Die Rotationsachse

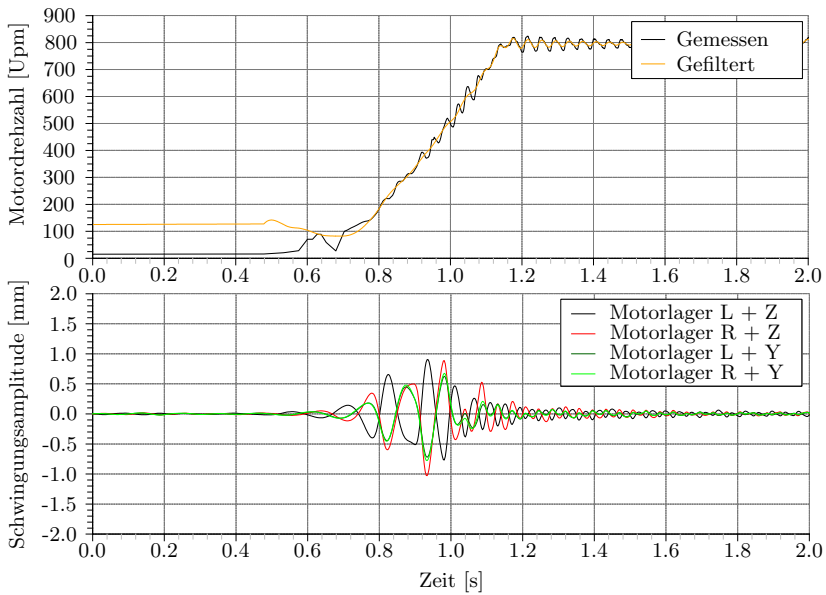


Abbildung 4.9: Schwingungsamplituden im Motorstart bei einer Einlassphase von $35^{\circ} KW$

der Kurbelwelle befindet sich also auf der X-Achse. Im Motorstart entstehen die bekannten Drehunförmigkeiten. Diese führen zum winkelsynchronen Beschleunigen und Abbremsen des Kurbeltriebes, wodurch das gesamte Aggregat zum Schwingen angeregt wird. Dies beweist die Tatsache, dass die jeweiligen Amplituden der Schwingungen zeitgleich zu den Drehzahlschwankungen auftreten. Der Effekt basiert letztlich also auf der Ladungswechselarbeit (Luftfederung). Inwieweit eine Dekompression dem Motorstartkomfort hilft, zeigt Abbildung 4.10. Hierbei befindet sich die Einlassnockenwelle bei $110^{\circ} KW$ nach LWOT. Durch die Kompression werden die Schwingungen etwas mehr als halbiert. Gleichzeitig verlängert sich jedoch bei zunehmender Kompression die Startdauer. Während bei Seriensteuerzeiten der Motorstart nach ca. 0,68 Sekunden beendet ist, benötigt der dekomprimierte Motorstart nun 0,76 Sekunden. Dies entspricht zwar lediglich einem Anstieg von 11,77%, kann aber, in Verbindung mit externen Einflussgrößen wie kalter Umgebungstemperatur zu deutlich höheren Startzeiten führen.

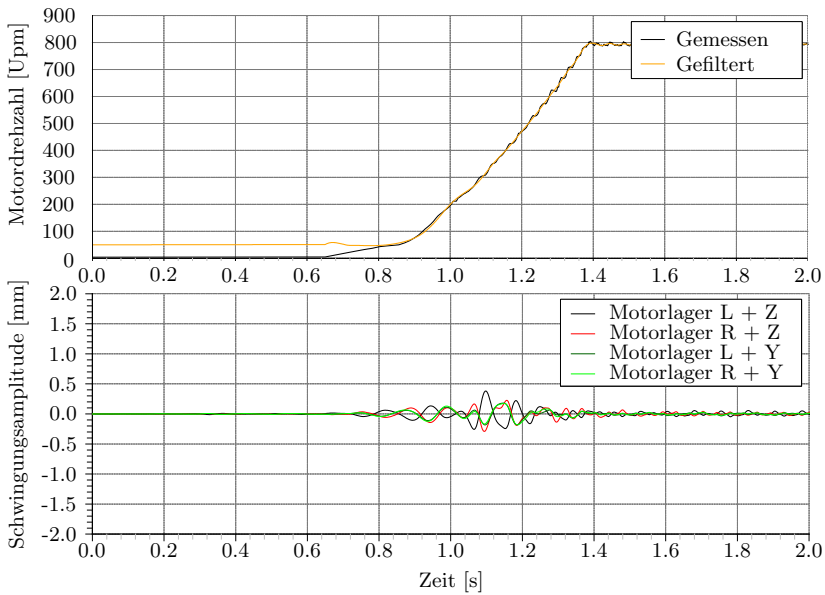


Abbildung 4.10: Schwingungsamplituden im Motorstart bei einer Einlassphase von $110^\circ KW$

Die Starthäufigkeit ist beim Dekompressionsstart zu 100% gewährleistet. Für Kaltstart- und/oder Erststartszenarios empfiehlt es sich dennoch, aus konventionellen Starterpositionen zu starten. Der Dekompressionsstart ist also, ähnlich wie der Stopp-/Start, ein Zwischenstoppszenario, welches erst bei Betriebstemperaturen aktiviert wird. Durch Reduktion des Momentenbedarfes kann zwar von einer Schonung des Anlassers ausgegangen werden, eine Umdimensionierung ist dennoch ausgeschlossen, da für den Erststart (auch Schlüsselstart genannt) oder mögliche Fehlstellungen der Einlassphasenlage (bspw. nach Abwürgen des Motors) stets die vollen Lastmomente erzeugt werden müssen. Sofern die Einlassnockenwelle möglichst gleichmäßig abgestellt werden kann, ist der Dekompressionsstart sehr reproduzierbar. Aus vorherigen Untersuchungen wie Abbildung 4.7 geht hervor, dass wenige Grad neben der Sollphase bereits zu erhöhten Zylinderdrücken und somit zu kürzeren Startdauern, jedoch zu niedrigerem Startkomfort führen. Daher

sind sowohl die Regelabweichung, als auch die Schwingweite der Istphasenlage möglichst klein zu halten. Sobald das kritische Drehzahlband durchlaufen ist, muss der Motor in einen normalen Betriebspunkt überführt werden. Hierzu müssen die Steuerzeiten gemäß der Lastanforderung angepasst werden. Damit also bei direkter Lastanfrage, bspw. bei einem Spurt vom Motorstart aus, das maximale Drehmoment erzeugt werden kann, müssen die Nockenwellen sehr schnell nach „Früh“ verstellt werden. Durch die Funktionsweise der passiven elektromechanischen Phasensteller ist diese Verstellung auf zwei Wege möglich:

1. Aktives Bremsen der Sonnenwelle gemäß:

$$\omega_{NW} = (i_{12} - 1/i_{12}) \cdot \omega_S \quad (4.1)$$

(siehe Gleichung 6.7 für $n_1 = 0$ und $360/60 \cdot n_k = \omega_k$)

2. Nutzen der Wechselmomente durch gezielte Entkopplung der Nockenwelle (siehe Patenanmeldung in Abschnitt A.3.3.

Aus Gleichung 4.1 der 1. Verstellmöglichkeit geht hervor, dass die Phasenverstellung der Nockenwelle direkt vom übersetzten Drehwinkel der Kurbelwelle und somit auch von der übersetzten Drehzahl abhängig ist. Der Einfluss der Getriebeübersetzung auf die Verstellgeschwindigkeit wird im Detail in Abschnitt 6.1.1 dargestellt. Für die aktuelle Betrachtung reicht lediglich die Kenntnis darüber, dass bei maximalem Bremsingriff ($n_1 = 0$) die Getriebeübersetzung und die Kurbelwellendrehzahl die Verstellgeschwindigkeit limitieren. Daher wird für besonders schnelle Phasensprünge die 2. Verstellmöglichkeit eingesetzt. Mit Hilfe der Beschleunigungsmomente durch die Ventilfedern an die Nockenwelle kann diese stark beschleunigt werden. Hierzu wird zum Zeitpunkt des Verstellwunsches das Getriebe entkoppelt (Öffnen der Bremse) und erst beim Auflaufen auf das nächste Ventil wieder gekoppelt (Schließen der Bremse). Dadurch können die Verstellgeschwindigkeiten um mehr als das 4-fache vergrößert werden.

4.1.3 Direktstart

Der Direktstart stellt die Königsdisziplin für den Wiederstart dar. Etliche Quellen belegen, dass der Direktstart große Potenziale besitzt, jedoch auf Grund seiner niedrigen Reproduzierbarkeit nicht als alleiniges Startersystem geeignet ist. Bei früheren Untersuchungen, wie bspw. von [Kramer, 2005]

und [Kulzer et al., 2003a], sind zwar die Potenziale von Steuerzeitenvariationen benannt und simuliert worden, konnten aber auf Grund von im Stand verriegelten Phasenstellern nie am Verbrennungsmotor gemessen werden. Eine Erläuterung zur Notwendigkeit dieser Verriegelungen bei niedrigen Drehzahlen und/oder Temperaturen ist in Abschnitt 3.1.1 aufgeführt. Durch den Einsatz von passiven elektromechanischen Phasenstellern ist diese Betrachtung nun real messbar. Der Fokus dieses Abschnitts liegt auf dem alleinigen Startvorgang ab Drehzahl „Null“. Zwar besitzt die Abstellposition der Kurbelwelle den größten Einfluss auf den Direktstart, wird daher aber gesondert in Abschnitt 4.1.4 analysiert, wobei der Fokus auch dort auf den Steuerzeiten liegt. Da das gezielte Abstellen zeitlich vor dem Direktstart erfolgt, ist es zunächst sinnvoller, mit der Analyse des Abstellvorgangs zu beginnen. Um jedoch eine geeignete Strategie zu entwickeln, wie die Kurbelwelle und die Nockenwellen im Idealfall zu stehen haben, muss der Direktstart bis dahin schon verstanden sein. Daher werden in diesem Abschnitt zunächst alle wichtigen Grundlagen für eine Abstellpositionierung ermittelt. Zu den Variablen der Messreihen gehören neben den Phasenstellern auch motorische Rahmenparameter wie Kühlwassertemperaturen, Verdichtungsverhältnisse, Reibungsmomente, Einspritzmengen und Zündzeitpunkte. Diese stellen aber für die Anforderungsbilanz an passive elektromechanische Phasensteller keine Relevanz dar und werden in den nachfolgenden Auswertungen nicht berücksichtigt. Diese abstrakte Betrachtung wird im Weiteren als „Isolierter Direktstart“ bezeichnet.

Wie in Abschnitt 3.2.6 dargestellt, muss im Direktstart zunächst das Losbrechmoment überwunden werden (siehe Abbildung A.8). Sobald der Startzylinder expandiert und sich die Kurbelwelle in Rotation befindet, wird Kompressionsarbeit im nächsten und Ladungswechselarbeit in den darauf folgenden Zylinder verrichtet. Um die maximale Rotationsenergie zu erreichen, werden beide Nockenwellen möglichst spät positioniert. Untersuchungen von [Kramer, 2005] und [Kulzer et al., 2003a] belegen, dass sich die Startwahrscheinlichkeit für ein möglichst spätes Auslassventil verbessert. Aus Abbildung 4.11 geht die Erklärung hervor: Je später die Auslassnockenwelle steht, desto mehr Expansionsarbeit kann verrichtet werden. Während bei Seriensteuerzeiten (gestrichelter Verlauf) das Auslassventil bereits um 2mm geöffnet ist, sind es bei absoluter Späterstellung nur noch wenige Zehntelmillimeter. Die Auslassnockenwelle wird im Wiederstart als konstant

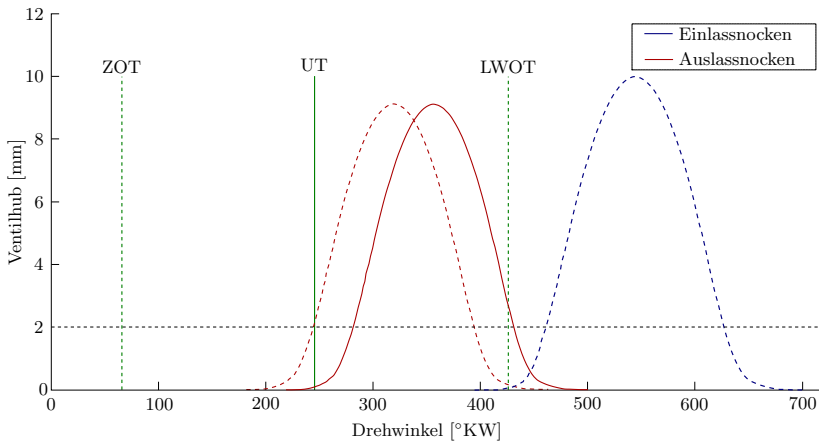


Abbildung 4.11: Maximale Spät-Verstellung der Auslassnockenwelle für Direktstartuntersuchungen

betrachtet. Dabei ist die Phasenlage im Wiederstart stets im Spätanschlag, da ein Abstellen im Frühanschlag zur bekannten Verschlechterung des Motorstarts, oder sogar zum Versagen desselben führt. Die nachfolgenden Messungen entstammen tausenden von Direktstarts und Direktstartversuchen, bei einer Vielzahl von Parametervariationen im Bereich der:

- Phasenlagen (unverriegelt) jeweils im Start oder Stopp,
- Phasenlagen (verriegelt) jeweils im Start oder Stopp,
- Abstellpositionen,
- Drosselklappenstellungen im Auslauf,
- Nockenhubkonturen (Camtronic),
- Stillstandszeiten,
- Zündzeitpunkte,
- Einspritzmengen,
- Kühlwasser- und Öltemperaturen, ...

Durch die enorme Komplexität der beschriebenen Zusammenhänge werden die Auswertungen auf die aus den Phasenstellern stammenden Einflussgrößen reduziert. Dies bedeutet im Detail die Variation der Phasenlagen ab einer Drehzahl > 0 . Abbildung 4.12 zeigt mehrere Startverläufe für unterschiedliche Strategien. Dabei ist der direkte Einfluss der Phasenverstellung auf den Gradienten der Kurbelwellendrehzahl zu erkennen: Je schneller die Nockenwellen nach früh verstellen, desto schneller beschleunigt der Motor. So werden die Nockenwellen bei den Messungen 31 und 33 sowohl im Aus-, als auch im Einlass nur sehr langsam nach früh gezogen. Dadurch ist der Motor sehr lange dekomprimiert, wodurch weniger Frischgas zur ottomotorischen Verbrennung vorhanden ist. Die Auswirkungen einer schnellen Frühverstellung der Nockenwellen zeigen die Messungen 19 und 25. Durch den schnelleren Übergang in die üblichen Betriebsbereiche ist der Motor früher im Stande, mehr Verbrennungsenergie auf die Kurbelwelle zu übertragen. Die Messungen 2, 7 und 11 hingegen zeigen eine dritte Strategie: Hierbei sind die Nockenwellen im Motorstart im Frühanschlag positioniert. Das Ziel dieser Variante ist eine Einordnung des Verhältnisses von der Verbrennungsenergie zu den Widerstandsmomenten. Aus den Verläufen geht hervor, dass eine bereits komplett frühe Nockenwelle zwar höhere Drehzahlgradienten ermöglicht, als eine langsam aus spät kommende Einlassnockenwelle, jedoch langsamer ist, als eine zügig aus der Dekompression kommende Einlassnockenwelle. Dass der Haupteinfluss auf den Drehzahlgradienten aus der Einlassnockenwelle entammt, zeigt Abbildung 4.13. In dieser Versuchsreihe ist der Motorstart für 12 unterschiedliche Verstellgeschwindigkeiten nach „Früh“ dargestellt. Gemäß der Simulationsergebnisse aus [Kramer, 2005] und [Kulzer et al., 2003a] ist der Auslass in maximaler „Spät“-Position. Um ebenfalls den Einfluss der Drehzahlen auf die Regelgüte auszuschließen, ist das Stellgetriebe des Auslassphasenstellers phasenverriegelt. Die unterschiedlichen Startverläufe zeigen ein homogenes Verhalten: Je schneller die Einlassnockenwelle nach „Früh“ gezogen wird, desto steiler ist der Drehzahlgradient im Hochlauf. Für den isolierten Direktstart, also der vereinfachten Betrachtung ab Drehzahl > 0 , lassen sich folgende Ergebnisse zusammentragen: Die Einlassnockenwelle besitzt den Haupteinfluss auf die Startdauer. Der entscheidende Stellhebel ist dabei die Stellgeschwindigkeit in Verbindung mit dem Stellbereich. Die Stellgeschwindigkeit der Auslassnockenwelle ist jedoch von niedrigerer Bedeutung, da ein spätes Auslass-schließt noch immer einen Großteil des Ladungswechsels ermöglicht. Sofern die Einlassnockenwelle zu-

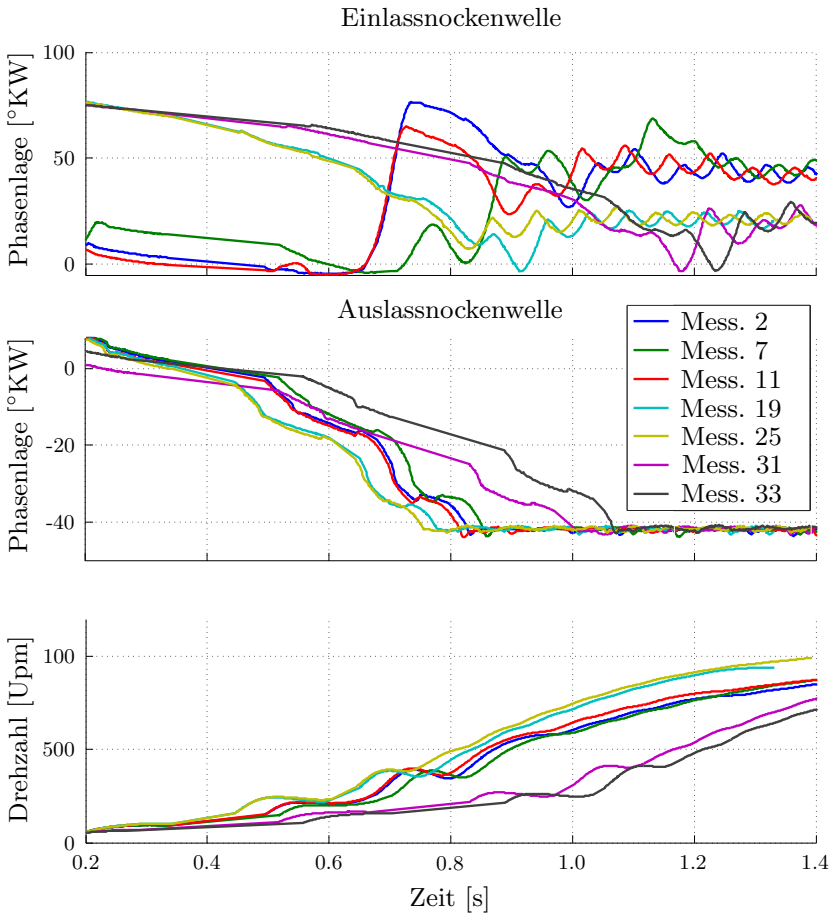


Abbildung 4.12: Einfluss der Phasenverstellung auf den Motorstartverlauf

nächst in ausreichender Dekompressionslage steht und anschließend schnell aus der Dekompression in den Arbeitsbereich übergeht, kann ein Direktstart mit hoher Reproduzierbarkeit durchgeführt werden. Hierfür hat die Phasenschwingung der Auslassnockenwelle möglichst klein zu sein, sodass stets eine konkrete Füllmenge berechnet werden kann.

Wird der Direktstart jedoch als ganzheitlicher Prozess betrachtet, also be-

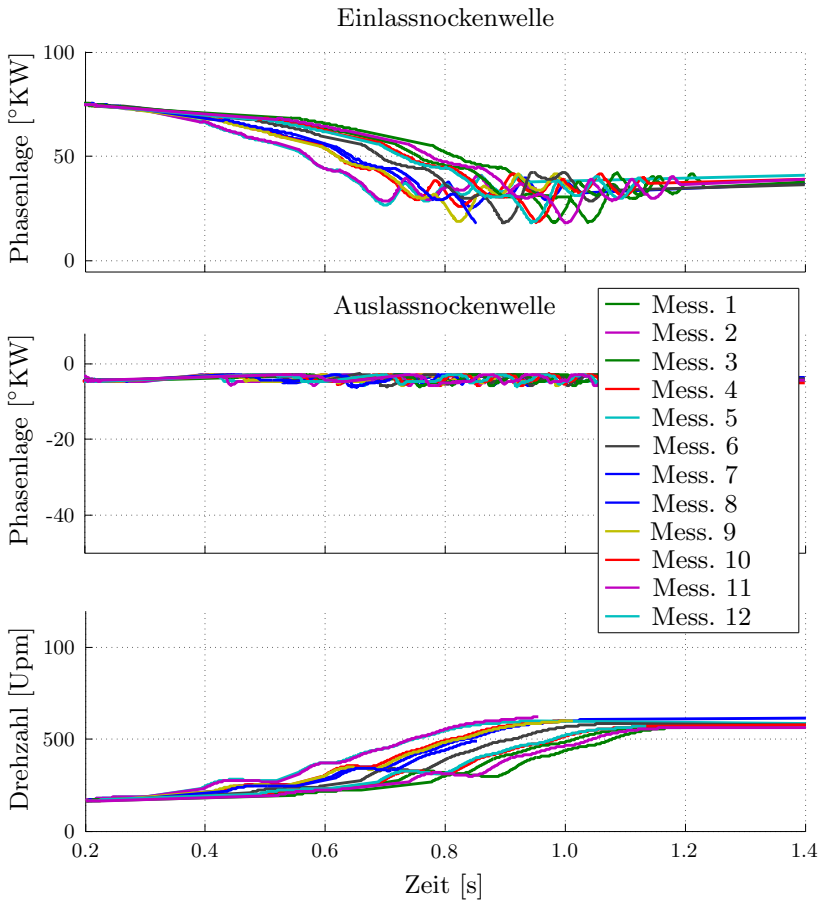


Abbildung 4.13: Einfluss der einlassseitigen Phasenverstellung auf den Motorstartverlauf

ginnend mit der Abstellanforderung, gefolgt vom Motorauslauf und dem anschließenden Wiederstart, so bedeutet jedes der genannten Intervalle eine zusätzliche Wahrscheinlichkeit zum Misserfolg. Dabei wird der Direktstart noch immer als „isolierter Direktstart“ betrachtet, wodurch weitere Einflussgrößen wie die Standzeit, die Kühlwassertemperatur, die Zylinder- und Umgebungsdrücke, usw. außer Acht gelassen werden.

4.1.4 Gezieltes Abstellen (KMP)

Nach [Kramer, 2005] liegt einer der entscheidenden Erfolgs-Faktoren in der Positionierung der Kurbelwelle. Steht diese in einem definierten Fenster (mit maximal $\pm 10^\circ$ Abweichung), ist die Startwahrscheinlichkeit maximal. Für seinen Anwendungsfall, den erweiterten Direktstart, liegt diese optimale Startposition im Intervall von $100^\circ KW - 117^\circ KW$, wobei [Kramer, 2005] für $108^\circ KW$ die besten Resultate erzielt. Aus der theoretischen Betrachtung in Abschnitt 3.2.6, Abbildung 3.16, ergibt sich die optimale Abstellposition des einfachen Direktstarts zu $90^\circ KW$. Wie sich aus den nachfolgenden Untersuchungen herausstellen wird, gibt es nicht nur eine optimale Startposition. Je nach Anpassung der Rahmenbedingungen des Auslaufs ändern sich relevante Größen wie die Frisch- und Restgasmengen in den ersten beiden Startzylindern. Der Zusammenhang aus der Frisch- und Restgasmenge, bezogen auf den auf den Kolbenboden wirkenden effektiven Mitteldruck, ergibt sich aus Gleichung A.8. Durch umstellen des Druck-Quotienten nach der auf den Kolbenboden wirkenden Kraft, ist:

$$F_{Kolben} = p_{me} \cdot A_{Kolben} \quad (4.2)$$

Da die Kolbenfläche im stationären Fall als konstant zu betrachtenden ist, bedeutet ein maximaler Zylinderinnendruck eine maximale Kraft auf den Kolben. Die Schwierigkeit für den optimalen Wiederstart liegt also in der Erreichung eines optimalen Kraftstoff-Luft-Gemisches für die ersten Verbrennungen. Um die einzuspritzende Kraftstoffmenge möglichst genau zu berechnen, muss der Auslauf definiert erfolgen. Hierzu ist es wichtig die eingeschlossene Gasmasse genau zu kennen. Abbildung 4.14 zeigt den idealen Verlauf für gezieltes Abstellen in seinen definierten Phasen:

0. Beginn des Abstellvorgangs durch Deaktivieren der Einspritzung. Die Ein- und Auslassnockenwellen bleiben weiterhin im geregelten Betrieb. Nachdem die Einspritzung deaktiviert ist erfolgen theoretisch noch zwei Zündungen auf den bereits gefüllten Zylindern. Je nach Drehzahl-niveau kann die Steuerung entscheiden, ob der Motor noch zu schnell ist (keine Zündung des Frischgases) oder zu langsam (Zündung von einem oder beiden Zylindern).
1. Regelung der Drosselklappe auf gewünschten Saugrohrdruck (meist $< \text{Umgebungsdruck}$). Positionieren der Auslassnockenwelle in mindes-

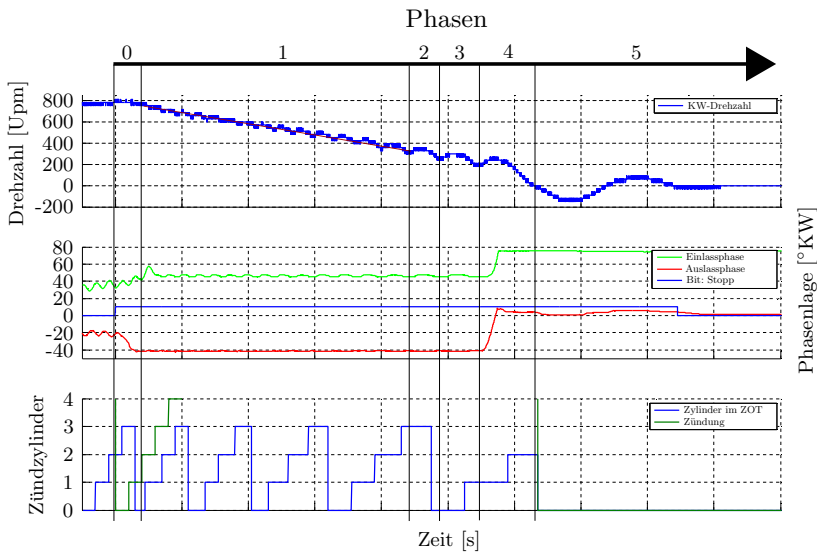


Abbildung 4.14: Phasen der Abstellpositionierung im Motorauslauf

tens so früher Lage, dass keinerlei Restgase aus dem Abgaskrümmer zurück in den Brennraum gesogen werden. Damit auch durch den Unterdruck im Saugrohrtrakt keine Inertgase eingesogen werden, wird die Einlassnockenwelle mindestens so spät positioniert, dass eine Ventilüberschneidung ausgeschlossen ist. Diese Phase dient der Spülung des Zylinders.

2. Während des Auslaufens in Phase 1 wird jeder OT erfasst. Basierend auf den jeweiligen Drehzahlen der vorherigen OT's, dem Saugrohrdruck in Verbindung mit den Steuerzeiten der Nockenwellen, wird der Drehzahlverlauf der kommenden OT's präzisiert. Wenn die Fehlerabweichung einen Grenzwert unterschreitet, kann der jeweilige Startzylinder berechnet werden. Sobald sich dieser Zylinder im nächsten Ladungswechsel befindet, wird über die Drosselklappe mindestens so viel Luftmasse eingeschlossen, dass im späteren Stillstand mindestens Umgebungsdruck vorliegt [Müller et al., 2012b]. Da dies in direktem Verhältnis zur Kolbenposition steht, kann hier bereits Einfluss auf den Abstellwinkel genommen werden. Wird der Startzylinder zum Beispiel

mit so viel Luftmasse befüllt, dass er im UT einen Zylinderdruck von $p_{Zyl} = 500\text{mbar}$ besitzt, so ist mit einer Abstellposition von $90^\circ KW$ zu rechnen und damit $p_{Zyl} = 1000\text{mbar}$. Derweil ist das AS weiterhin vor dem LWOT.

3. Nachdem der Startzylinder befüllt ist, wird der Bremszylinder befüllt. Hierbei ist der Zylinder so zu befüllen, dass die kinetische Energie der Kolben vor dem letzten ZOT, und die potenzielle Energie des Expansionszylinders, also dem Brennraumdruck, gezielt abgebremst werden. Dabei darf der Bremszylinder den letzten ZOT nicht mehr überschreiten. Nachdem das Einlassventil geschlossen ist, kann die Nockenwelle nach „Spät“ gefahren werden, damit die nachfolgenden Ladungswechselzylinder für den Wiederstart dekomprimiert werden. Die Verstellgeschwindigkeit darf dabei lediglich so groß sein, dass das geschlossene Einlassventil nicht wieder geöffnet wird. Die Nockenwelle läuft also der Kurbelwelle hinterher. Damit im Wiederstart die Verbrennungsenergie maximal in Rotationsenergie umgewandelt werden kann, wird die Auslassnockenwelle ebenfalls nach „Spät“ bewegt. Dabei darf die Verstellung ebenfalls nur so schnell verlaufen, dass das Auslassventil geschlossen bleibt. Ein erneutes Öffnen würde zur Verunreinigung der Frischgasmasse durch Restgase führen.
4. Die 4. Phase beschreibt die Auspendelphase. In dieser Phase stehen beide Nockenwellen in ihrer „Spät“-Position. Für zusätzliche Bremsleistung kann die Drosselklappe geschlossen werden. Dadurch wird die Rotationsenergie durch die Hubarbeit gegen den Unterdruck im Frischgaszylinder vernichtet. Sobald die Drehrichtung der Kurbelwelle umkehrt, kann erneut über die Stellung der Drosselklappe die Abstellposition der Kurbelwelle beeinflusst werden.
5. In Phase 5 wird die endgültige Abstellposition erreicht. Basierend auf der Winkellage der Kurbelwelle und der in Phase 2 zugeführten Frischgasmenge wird die Einspritzmenge für den Wiederstart berechnet. Sobald der Startbefehl erfolgt, werden zeitbasiert Mehrfacheinspritzungen durchgeführt, mit dem Ziel, künstliche Turbulenzen zu erzwingen. Dabei erfolgt der Wiederstart gemäß [Müller et al., 2012a]

Im einfachsten Fall wird der Motor mit geöffneter Drosselklappe abgestellt. Abbildung 3.12 zeigt die Abstellpositionen für verriegelte Nockenwel-

len. Durch die geöffnete Drosselklappe ist die Streuung minimal. Die eingeschlossene Gasmasse wirkt wie eine Luftfederwirkung. Dadurch wird die Kurbelwelle bevorzugt um die Mittellage herum abgestellt. Gleichzeitig kann über die Ventilüberschneidung der Seriensteuerzeiten eine maximale Zylinderspülung erreicht werden, sodass die eingeschlossene Gasmasse des Brennraumes m_{Zyl} aus Gleichung A.2, gleich der Frischgasmasse m_{Fr} angenommen werden kann. Für dieses Szenario ist die Direktstartwahrscheinlichkeit sehr groß. Durch die hohen Ladungswechselarbeiten wird der Motor jedoch zur Schwingung angeregt. Neben den deutlich spürbaren Auslenkungen sind auch Geräuschemissionen wahrnehmbar. Um diese zu vermeiden, werden konventionell startende Verbrennungsmotoren bei geschlossener Drosselklappe abgestellt. Für die KMP-Entwicklung bedeutet dies, einen Kompromiss aus Funktionalität und Komfort zu finden.

Einfluss der Drosselklappenstellung

Abbildung 4.15 zeigt den gesteuerten Motorauslauf bei geöffneter Drosselklappe. Dabei liegt die Vielzahl der Abstellpositionen im Bereich von 60° - $80^\circ KW$. Dies liegt zwar geometrisch vor den empirisch ermittelten $90^\circ KW$, ermöglicht aber auf Grund der hohen Füllmasse an Frischgas einen längeren Kolbenhub in der Abwärtsbewegung. Je weiter die Abstellposition von dieser Phasenlage abweicht, desto unwahrscheinlicher wird der nachfolgende Direktstart. Zwingend zu beachten ist, dass im aktuellen Entwicklungsstadium noch keine Kennfelder appliziert sind, mit denen für verschiedene Ausläufe, Abstellpositionen, Kühlwassertemperaturen und Standzeiten unterschiedliche Einspritzmengen und Zündwinkel erfolgen. Eine konkrete Aussage über optimale Abstellpositionen oder Intervalle ist daher nur bedingt möglich. Nichtsdestotrotz stellt aus motorischer Sicht der Auslauf mit geöffneter Drosselklappe den Optimalfall dar.

Eine Steigerung des Auslaufkomforts wird durch Schließen der Drosselklappe ermöglicht. Abbildung 4.16 zeigt exemplarisch einige Ergebnisse aus jeweils 10 Messungen bei $400mbar$ (DK geschlossen), $600mbar$ und $800mbar$. Bei den Messungen für $400mbar$ liegt die Startquote bei ca. 30%. Besonders auffällig ist hierbei die hohe Reproduzierbarkeit der Abstellpositionen: Da während des Auslaufens keinerlei Ladungswechselarbeit verrichtet wird, ist der Drehzahlgradient nahezu linear. Dadurch hat die Motorsteuerung bes-

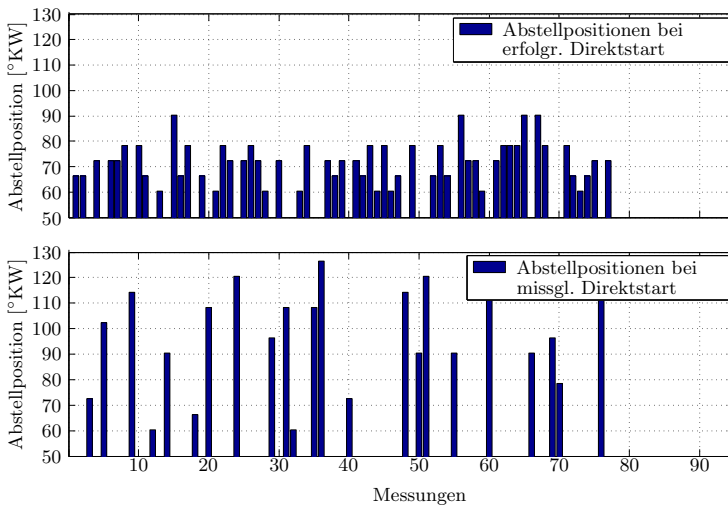


Abbildung 4.15: Auswertung der Abstellpositionen bei geöffneter Drosselklappe im Motorauslauf

sere Möglichkeiten, den Start- und Bremszylinder frühzeitig zu bestimmen und die einzelnen Füllmassen genau zu berechnen. Die Kurbelwelle kann also relativ genau abgestellt werden. Im Gegenzug bedeutet dies jedoch eine unzureichende Restgasspülung, bei gleichzeitig verringerter Frischgaszufuhr. Die Energie aus der Erstverbrennung beim Wiederstart ist dadurch deutlich niedriger, als nach einem Abstellvorgang mit geöffneter Drosselklappe.

Je weiter die Drosselklappe geöffnet wird, desto höher wird die Startwahrscheinlichkeit. Bei 600mbar liegt diese immerhin schon bei ca. 60% und bei 800mbar werden sogar über 80% erreicht. Bei den Messungen wird jeweils dieselbe Standzeit berücksichtigt.

Einfluss der Standzeit

Die Standzeit ist ebenfalls eine sehr entscheidende Größe für den Wiederstart. Während die Drosselklappenstellung noch aktiv beeinflusst wird, ist die Standzeit eine weitestgehend unbekannte Variable. Nach [Hochkirchen, 2003] und [Andre et al., 1995] liegt die durchschnittliche Leerlaufzeit bei 11 - 20 Sekunden. In der Gesamtheit dauern immerhin 80% aller Leerlaufpha-

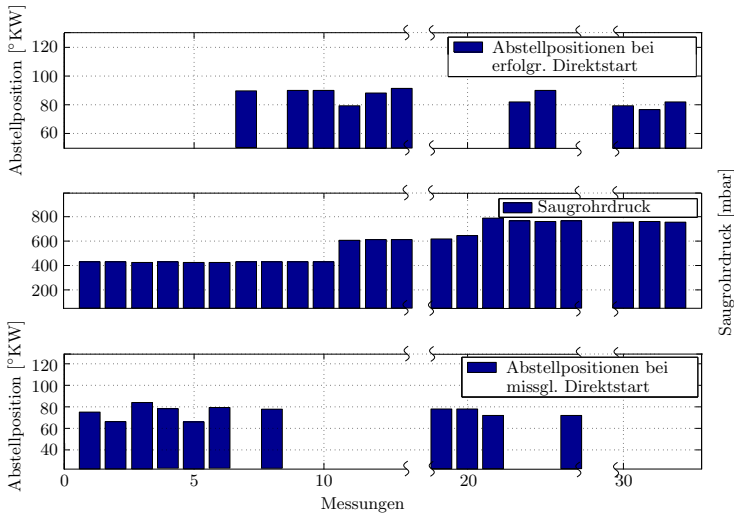


Abbildung 4.16: Auswertung der Abstellpositionen bei unterschiedlichen Drosselklappenstellungen im Motorauslauf

sen unter 30 Sekunden. Nach der Untersuchung der Leckage-Verluste aus Abbildung 4.4 im Motorstillstand bedeutet dies nun folgende Intervalle:

1. Zeitlich abnehmender Überdruck im Startzylinder gemäß Abbildung 4.4 für Standzeiten < 7 Sekunden
2. Umgebungsdruck für Standzeiten > 7 Sekunden

Abbildung 4.17 zeigt die gemittelten Drehzahlverläufe für mehrere Direktstarts nach jeweils 2, 5, 7, 8 und 10 Sekunden. Für alle Messungen sind die gleichen Einspritzmengen und Zündzeitpunkte gewählt. Der jeweilige Betriebspunkt ist stationär. Unter Berücksichtigung der Leckage-Intervalle lässt sich das Ergebnis einfach deuten: Je kürzer die Standzeit ausfällt, desto mehr Energie kann freigesetzt werden. Für Zyklusdauern kleiner 7 Sekunden ist der Startzylinder noch teilweise komprimiert. Je höher diese Vorverdichtung ist, desto deutlicher beschleunigt die Kurbelwelle.

Einfluss der Stellgeschwindigkeiten und Phasenlagen

Die für diese Arbeit entscheidende Größe bleibt weiterhin die passive elektromechanische Phasenverstellung. Um zu verstehen, welche Veränderungen

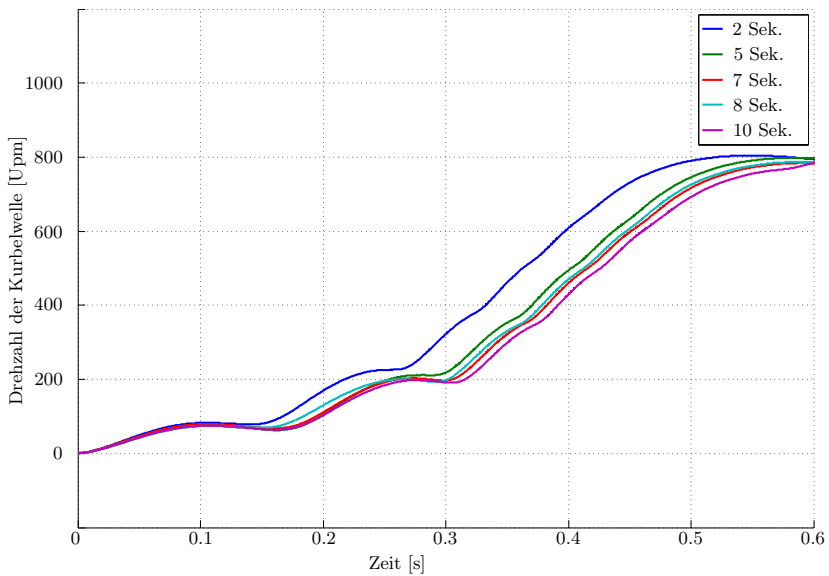


Abbildung 4.17: Auswertung der gemittelten Drehzahlverläufe bei unterschiedlichen Standzeiten

zu welchen Konsequenzen führen, werden die nachfolgenden Untersuchungen vorgestellt, um die Anforderungen an die Stellsysteme zu spezifizieren. Der Fokus liegt dabei auf den Phasen der Kurbelwellenpositionierung. In diesem Verlauf sind die Steuerzeiten der Ventile und die Füllung des Brennraumes besonders wichtig. Der ideale Auslauf ist bereits in Abbildung 4.14 dargestellt. Hierbei sind die passiven elektromechanischen Phasensteller mit Mit-tenverriegelungen ausgestattet, sodass die Phasenlagen bis auf wenige Grad genau konstant gehalten werden. Beim Übergang von **Phase 0** zu **Phase 1** werden die Verriegelungen aktiviert. Um diese zu erreichen muss die Einlassnockenwelle um ca. 10° und die Auslassnockenwelle um ca. 20° verstellt werden. Im Idealfall gelingt dies innerhalb der nächsten beiden ZOT's, sodass die Steuerzeiten für die Prädiktion der nachfolgenden ZOT's bereits konstant sind. Aus dieser Vorgabe ergibt sich eine Mindestverstellgeschwindigkeit von:

- Einlassnockenwelle: 125°KW/s ,

- Auslassnockenwelle: 250°KW/s .

In **Phase 2** und **Phase 3** bleiben die Nockenwellen weiterhin verriegelt. Hier übernimmt die Drosselklappe die definierte Füllung des Start- und Bremszylinders. Sobald **Phase 4** erreicht ist, muss der Verbrennungsmotor dekomprimiert werden. Für den Phasensprung nach „Spät“ bleibt den Nockenwellen jedoch nur noch ein Takt. Dies begünstigt jedoch die Tatsache, dass die Motordrehzahl in dieser Phase deutlich niedriger ist, als in **Phase 0**. In Abbildung 4.14 ist der Stellbereich der Einlassnockenwelle auf 85°KW begrenzt. Für einen zur Dekompression optimierten Stellbereich sollte die Einlassnockenwelle im Wiederstart bei mindestens 100°KW stehen. Dies bedeutet einen Phasensprung um 60°KW . Die Auslassnockenwelle muss in derselben Zeit um ca. 50°KW verstellt werden. Daraus ergeben sich die Mindestverstellgeschwindigkeiten in dieser Phase zu mindestens:

- Einlassnockenwelle: 375°KW/s ,
- Auslassnockenwelle: 315°KW/s .

Für Phasensteller ohne Verriegelung wird das gezielte Abstellen deutlich erschwert. Durch den Vorteil der Verriegelung, die Phasenlagen nahezu konstant zu halten, wird nicht nur die Prognose der Abstellposition begünstigt, auch die Überschneidung der Ventile kann durch geeignete Wahl komplett vermieden werden. Wie in **Phase 1** beschrieben, werden hierfür die Nockenwellen aus der Überschneidung gefahren. Für die Paarung am Prüfaggregat bedeuten die Phasenlagen -42°KW im Auslass und 48°KW im Einlass eine Ventilüberschneidung mit einer jeweiligen Ventilöffnung von $0,02\text{cm}$. Verkleinert sich also diese Überschneidung, so erhöht sich die Wahrscheinlichkeit, dass das Frischgas für den Wiederstart durch Restgase verunreinigt wird.

4.2 Hierarchisierung und Kreuzvergleich der definierten Anforderungen

Durch Auswerten der gemessenen Prüfstanddaten sind die Anforderungen an passive elektromechanische Phasensteller quantitativ vergleichbar. Wie Eingangs aufgezeigt, liegt das Hauptaugenmerk auf der Schwingweite, der Regelgenauigkeit und der Stellgeschwindigkeit. Zusätzlich wird ebenfalls berücksichtigt, inwiefern eine Verriegelung im Allgemeinen, oder speziell eine Mittenverriegelung notwendig ist, oder aber zumindest unterstützend wirkt.

Um im späteren Verlauf dieser Arbeit eine qualitative Aussage über die Auswirkungen von mechanischen Änderungen im Bezug auf die Realisierbarkeit der zuvor genannten Stopp-/Start-Systeme treffen zu können, müssen diese zunächst miteinander verglichen und anschließend hierarchisiert werden. Der Kreuzvergleich dient dazu, mögliche Ausschlusskriterien der Varianten untereinander zu erkennen. Sofern dies der Fall ist, wird über eine Hierarchie festgelegt, welche Variante den höheren Wert für eine mögliche Serienanwendung trägt. So wird für die Werkzeugbildung eine klare Struktur geschaffen, anhand derer die Ergebnisse bemessen werden.

4.2.1 Größe des Stellbereichs

Je nach Nockenwelle und Größe kann der Stellbereich sowohl die nötigen Voraussetzungen schaffen, als auch zum Hindernis werden. Die jeweils maximal bzw. minimal erlaubten Größenordnungen für die jeweiligen Nockenwellen sind in Tabelle 4.1 aufgeführt. Der Schlüsselstart (also Erststart) wird der Vollständigkeit halber mit betrachtet. Im reinen Bezug auf Stopp-/Start-Systeme hat dieser jedoch keine Relevanz. Daher ist die Spalte grau gedruckt. Der entscheidende Unterschied für die Dimensionierung des Stell-

Tabelle 4.1: Untersuchung des Stellbereichs

Nockenwelle	Parameter ACP3	Ausprägung	Schlüsselstart	Stopp-/Start	Dekompression	Direktstart	KMP
A	Größe des Stellbereichs	in °KW	≤ 60	≤ 60	≤ 60	\sim	\sim
E	Größe des Stellbereichs	in °KW	\sim	\sim	≥ 100	≥ 100	≥ 100

bereichs liegt in der Ein- und Auslasswelle. Letztere besitzt für nahezu jede Stopp-/Start-Strategie eine Limitation bei 60°KW. Die Ursache liegt in der in Abschnitt 4.1.1 dargestellten Problematik der mangelhaften Expansionsarbeit für frühe Auslassphasen. Für den Fall, dass die Auslassnockenwelle unverriegelt gestartet und initialisiert werden muss, muss der Steller gedämpft im aktiven Anschlag positioniert werden. Ein Auslassstellbereich von

>60°KW hieße also, dass der Verbrennungsmotor nicht mehr mit ausreichender Sicherheit gestartet wird. Während die Auslasswelle also überwiegend Stellbereiche $\leq 60^\circ KW$ benötigt, sollte die Einlassnockenwelle um mindestens 100°KW verschoben werden können. Dies folgt aus dem LWOT: Dieser definiert, wie in Abschnitt 3.2.1 dargestellt, die einseitig statischen Grenzen des Stellbereichs. Daraus folgt, dass das EÖ im aktiven Anschlag nie früher als -5°KW nach LWOT stattfindet. Eine Initialisierung im Erststart, sowie der Motorhochlauf im klassischen Stopp-/Start sind folglich jederzeit möglich und werden zudem durch die Tatsache begünstigt, dass die Mindestdrehzahl durch einen Startermotor induziert wird. Der Einsatz neuartiger Stopp-/Start-Systeme benötigt größere Stellbereiche in Richtung „Spät“. Dabei spielt die Dekompression in jedem dieser Systeme eine übergeordnete Rolle. Je später die Nockenwelle also positioniert wird, desto zuträglicher ist dies für den anschließenden Wiederstart.

4.2.2 Kreuzvergleich des Schwingungseinflusses

Im Idealfall sollten Phasensteller jederzeit exakt und schwingungsfrei arbeiten. Ein Großteil der Abweichungen wird durch intelligente und hochdynamische Reglerstrecken kompensiert. Je niedriger jedoch die Drehzahlen werden, desto höher sind die Wechselmomente, die wiederum hauptverantwortlich für die Fehlerabweichungen sind. Tabelle 4.2 fasst den Einfluss der Phasenschwingungen auf die unterschiedlichen Strategien zusammen. Hierbei

Tabelle 4.2: Untersuchung der Phasenschwingungen

Nockenwelle	Parameter ACP3	Ausprägung	Schlüsselstart	Stopp-/Start	Dekompression	Direktstart	KMP
A	Größe der Phasenschwingung	in °KW	$\varnothing \begin{smallmatrix} \diagup \\ \diagdown \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} \diagup \\ 15 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} \diagup \\ 10 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} \diagup \\ 5 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} \diagup \\ 5 \end{smallmatrix}$
E	Größe der Phasenschwingung	in °KW	$\varnothing \begin{smallmatrix} \diagup \\ \diagdown \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} \diagup \\ 15 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} \diagup \\ 10 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} \diagup \\ 5 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} \diagup \\ 5 \end{smallmatrix}$

treten keine Unterschiede zwischen Ein- und Auslassnockenwelle auf. Im Schlüsselstart ist auf beiden Nockenwellen die Initialisierung maßgebend. Je

ruhiger die Nockenwellen stehen, desto schneller und besser kann diese Indizierung stattfinden. Für Systemkonfigurationen, in denen eine gedämpfte Positionierung im aktiven Anschlag nicht möglich ist, kann die Initialisierung mittels der in Abschnitt A.3.7 vorgestellten Patentanmeldung durchgeführt werden. Da diese jedoch nicht dem aktuellen Standard entspricht, wird die Phasenschwingung weiterhin im kritischen Intervall ≤ 5 festgelegt. Für den bereits initialisierten Wiederstart werden größere Schwingweiten akzeptiert: Im Stopp-/Start hilft erneut der Startergenerator zum Erreichen einer Mindestdrehzahl. Wird der Motor dekomprimiert, sollten die Nockenwellen nicht mehr zu stark schwingen. Eine große Amplitude auf der Einlassnockenwelle führt zur Reduktion des Dekompressionseffektes. Auf der Auslassnockenwelle ändert sich das Schleppmoment über der Phasenlage (siehe Abbildung 4.8). Dadurch variieren die mittleren Startdauern, was es für den Serieneinsatz zu verhindern gilt. Dasselbe Intervall gilt auch für den Direktstart: $\leq 10^\circ\text{KW}$, da dieser dekomprimiert erfolgt und möglichst viel Verbrennungsenergie auf die Kolben übertragen werden muss. Bei der KMP-Funktionalität beträgt das Intervall nur noch $\leq 5^\circ\text{KW}$, da die Füllung der Zylinder maßgeblich zur Positionierung der Kolben beiträgt und bereits kleinste Ventilüberschneidungen die Frischgasmasse verunreinigen können.

4.2.3 Bedarf einer Anschlags- und/oder Mittenverriegelung

Aus Abschnitt 4.2.1 geht hervor, welche Probleme für große Stellbereiche im Auslasstrakt entstehen können. Zwar bietet die Patentanmeldung aus Abschnitt A.3.7 einen möglichen Ausweg, entspricht jedoch gegenwärtig nicht dem Serienstand. Nachfolgend wird daher der Stand betrachtet, auf dem ein Startversuch bei großen Stellbereichen der Auslassnockenwelle zum Scheitern führt.

Tabelle 4.3 beschreibt den Bedarf einer Verriegelung. Dabei wird grundlegend zwischen Anschlags- und Mittenverriegelungen unterschieden. **J** besagt „Ja, es besteht ein zwingender Bedarf!“, **N** steht für „Nein, es ist keine Verriegelung nötig!“ und **O** bedeutet „Optional, eine Verriegelung würde positiven Einfluss nehmen, ist aber kein Muss!“. Warum lediglich die Ausprägung „ $>60^\circ\text{KW}$ “ untersucht wird, ist damit zu begründen, dass erst ab diesem Stellbereich erst alle Strategien ausreichend gut funktionieren, oder eben erst dort eine Verriegelung die notwendige Voraussetzung bildet. Ein Vergleich der Nockenwellen zeigt, dass die Auslasswelle die kritischere Welle

Tabelle 4.3: Bedarfsanalyse von Verriegelungssystemen

Nockenwelle	Parameter ACP3	Ausprägung	Schlüsselstart	Stopp- /Start	Dekompression	Direktstart	KMP
A	Mittenverriegelung	>60°KW	J	J	J	N	J
	Anschl.-verriegelung	>60°KW	N	N	N	O	J
E	Mittenverriegelung	>60°KW	N	N	N	N	J
	Anschl.-verriegelung	>60°KW	N	N	O	O	J

darstellt. Die Gründe hierfür sind in den vorherigen Abschnitten ausreichend erklärt worden. Zu erwähnen bleibt trotzdem, dass eine Mittenverriegelung gewissen Risiken besitzt: Je nach Ausgestaltung und Anzahl der mittleren Verriegelungspositionen kann es beim Motorstart zu Fehlern kommen. Wird der Motor zum Beispiel abgewürgt, so stehen die Nockenwellen undefiniert. Um eine einheitliche Referenz zur Kurbelwelle zu erhalten (Initialisierung), müssen die Nockenwellen in eine definierte Position gefahren werden. Hierfür sind die Endanschläge prädestiniert, da der Steller aktiv in diese bewegt und dort gehalten werden kann. Um aber eine nicht initialisierte Nockenwelle in eine Mittenverriegelung zu bewegen, muss das Motorsteuergerät wissen, wo diese steht, damit eine Verstellung nach „Früh“ oder „Spät“ erfolgen kann. Sofern also keine mechanische Fail-Safe-Positionierung im mittleren Stellbereich vorgehalten wird, kann es selbst bei mittenverriegelbaren Auslassnockenwellen zu Startproblemen führen, sofern der Stellbereich >60°KW ist. Im Direktstart sind die Anschlagverriegelungen optional: Wie aus Abbildung 4.12 deutlich wird, sollten beide Wellen im Spätanschlag positioniert werden. Um zu garantieren, dass die Nockenwellen im Wiederstart auch wirklich noch in Spät stehen, könnte eine Verriegelung hilfreich sein. Mögliche Fälle einer Verschiebung im Stillstand wären beispielsweise eine vom Ventil ablaufende Nockenwelle (und somit eine Beschleunigung durch ein sich schließendes Ventil), oder ein leichtes Rollen des Fahrzeuges. Da für eine Verstellung durch Rollen ein Gang eingelegt sein muss, kann dieses Szenario durch spezielle Schutzschaltungen verhindert werden. Somit ist die Wahrscheinlichkeit relativ gering, sodass der angeführte optionale Bedarf ent-

Der konventionelle Stopp-/Start wird erneut durch die Tatsachen begünstigt, dass er anlasserbasiert startet und die Nockenwellen bereits initialisiert sind. Um jedoch nicht größere Zeitverzögerungen im Motorstart zu riskieren, darf auch hier die Regelabweichung nicht zu groß werden. Aus Abbildung 4.2 geht hervor, dass Abweichungen von $\leq 10^\circ\text{KW}$ die Startzeit um ca. 0,1 Sekunden verlängern/verkürzen können. Die Ausführungen zu den Einflüssen einer Abweichung auf die Dekompression und den Direktstart entsprechen denen aus Abschnitt 4.2.2. Da sowohl die Schwingweite, als auch die Regelabweichung einer Abweichung der Istgröße zum Sollwert bedeuten, dürfen auch die Kombinationen aus beiden nicht die jeweiligen Grenzwerte verletzen. Da eine Phasenschwingung ohne Regelabweichung möglich ist, eine Regelabweichung ohne Phasenschwingung (außerhalb der Endanschläge) jedoch nicht, werden die Grenzwerte der Phasenschwingungen als Führungsgrößen gesetzt. Erlaubt also Tabelle 4.2 eine Phasenschwingung im Dekompressionsstart von $\leq 10^\circ\text{KW}$, Tabelle 4.4 jedoch nur eine Regelabweichung von $\leq 5^\circ\text{KW}$, so dürfte eine um $+5^\circ\text{KW}$ versetzte Nockenwelle nur noch um weitere $+5^\circ\text{KW}$ schwingen.

4.2.5 Kreuzvergleich der Stellgeschwindigkeiten

Wie wichtig eine dynamische Phasenverstellung ist, hängt sowohl vom Betriebspunkt, als auch von der Betriebsstrategie ab. Eine erste Größenordnung zeigt Abschnitt 4.1.4. Hierbei müssen die Nockenwellen innerhalb weniger Arbeitsspiele definierte Phasensprünge durchführen, da sonst die Füllmengen der jeweiligen Zylinder unzureichend sind. Für die unterschiedlichen Stopp-/Start-Strategien ergeben sich die notwendigen Stellgeschwindigkeiten gemäß Tabelle 4.5. Die Verstellgeschwindigkeiten im Schlüsselstart sind in der vorliegenden Betrachtung irrelevant. Durch den Initialisierungsprozess muss zunächst jede OT-Referenz mindestens einmal durchlaufen werden. Sobald die Motorsteuerung alle Referenzlagen bestimmt hat, werden die Nockenwellen erst in ihre Betriebspunkte gefahren. Da aber in den seltensten Fällen direkt nach dem Schlüsselstart eine Vollgasanforderung vorliegt, ergeben sich keine Mindestanforderungen an das Stellsystem. Für den konventionellen Stopp-/Start bestimmen sich die Verstellgeschwindigkeiten aus der übersetzten Kurbelwellendrehzahl. Da in diesem Szenario hohe Drehmomentabfragen ab Drehzahl Null durchaus realistisch sind, müssen die Nockenwellen gemäß der Mindestangaben verstellt werden. Als Referenz-

Tabelle 4.5: Kreuzvergleich der Stellgeschwindigkeiten

Nockenwelle	Parameter ACP3	Ausprägung	Schlüsselstart	Stopp-/Start	Dekompression	Direktstart	KMP
A	Höhe der Stellgeschwindigkeit	in °KW/s	~	≥ 90	≥ 150	≥ 60	≥ 315
E	Höhe der Stellgeschwindigkeit	in °KW/s	~	≥ 120	≥ 250	≥ 250	≥ 375

lage werden die Seriensteuerzeiten aus Abbildung 4.5 angenommen. Um einer maximalen Drehmomentanforderung nachzukommen, muss die Einlassnockenwelle anschließend um ca. 40°KW nach „Früh“ und die Auslassnockenwelle um 25-30°KW nach „Spät“ gefahren werden. Damit die Lastanforderung in weniger als einem Arbeitsspiel erreicht wird, ergeben sich, bei einer Anlasserdrehzahl von 250 Umdrehungen pro Minute, die jeweiligen Verstellgeschwindigkeiten zu Auslass: 90°KW/s und Einlass: 120°KW/s. Bei dem Dekompressionsstart liegt das Hauptaugenmerk auf der Einlasswelle. Diese befindet sich im Motorstart weit außerhalb des Betriebsbereiches. Damit auch hier frühzeitig Last angenommen werden kann, erhöht sich die Verstellgeschwindigkeit basierend auf der Wegstrecke der Phasenverstellung. Für einen Dekompressionsstart mit einer Einlassphase von $\geq 100^\circ\text{KW}$ bedeutet dies einen Phasensprung von ca. 80°KW in weniger als einem Arbeitsspiel bei Anlasserdrehzahl. Hieraus folgt die Mindestanforderung von $\geq 250^\circ\text{KW/s}$. Die Auslassnockenwelle muss zeitgleich aus ihrer frühen Positionierung (gemäß Abbildung 4.8) um ca. 50°KW verschoben werden, wodurch sich eine Verstellgeschwindigkeit von $\geq 150^\circ\text{KW/s}$ ergibt. Ähnlich dem Dekompressionsstart unterliegt die Einlassnockenwelle auch beim Direktstart den höheren Stellanforderungen. Da auch hier dekomprimiert gestartet wird, ist die Mindestverstellgeschwindigkeit identisch. Da jedoch die Auslassnockenwelle im Direktstart idealerweise „Spät“ positioniert wird, ist die relative Phasenabweichung zur Betriebsphasenlage deutlich kleiner. Daraus folgt: $\geq 60^\circ\text{KW/s}$. Mit $\geq 315^\circ\text{KW/s}$ für die Auslassnockenwelle und $\geq 375^\circ\text{KW/s}$ für die Einlassnockenwelle besitzt die KMP-Funktionalität die

höchsten Stellanforderungen an die passiven elektromechanischen Phasensteller. Dieser Umstand wird jedoch maßgebend durch die Tatsache begünstigt, dass die KMP-Funktionalität den Motorauslauf beschreibt, wodurch die Drehzahl zunächst ein relativ hohes Niveau besitzt, welches aber im weiteren Verlauf abnimmt, wodurch die Zeiträume der Arbeitsspiele zueinander stetig steigend verlaufen. Für besonders hohe Stellanforderungen beschreibt die Patentanmeldung aus Abschnitt A.3.3 ein mögliches Lösungsverfahren. In Abschnitt A.3.5 wird zudem eine Lösung für den in Phase 4 (Abschnitt 4.1.4) erforderlichen Stellsprung vorgeschlagen, welche die aktive Stellrichtung des passiven elektromechanischen Phasenstellers zusammen mit der Drehrichtung der Kurbelwelle umkehrt. Dadurch kann die jeweilige Nockenwelle beim Rückpendeln der Kurbelwelle aktiv in den Spätanschlag gedrückt werden.

4.2.6 Zusammenfassung der Kreuzvergleiche und Hierarchisierung

Basierend auf den einzelnen Kreuzvergleichen werden in diesem Absatz die jeweiligen Ergebnisse zusammengefasst. Anschließend werden die Einflussfaktoren der einzelnen Parameter anhand der Bewertungsmatrix 4.7 skaliert und für die jeweiligen Stopp-/Start-Strategien aufaddiert. Die Summanden bilden ein normiertes Maß, anhand dessen sich die Komplexität der Anforderungen an die Phasenverstellung quantifizieren lässt. Tabelle 4.6 fasst diese Ergebnisse zusammen. Die Summe einer Spalte beschreibt die normierte Komplexität der jeweiligen Strategie. Je höher der Summand ausfällt, desto komplexer ist diese. Im Bezug auf das zu entwickelnde Werkzeug lässt sich darüber ebenfalls die Größe der Auswirkung einer mechanischen Änderung des Phasenstellers abschätzen.

Je komplexer also die Anforderungsbilanz ausfällt, desto gravierender wird sich der Einfluss einer Parameteränderung bemerkbar machen.

Auf der Auslassnockenwelle ist die Komplexität für den Schlüsselstart sowie für den konventionellen Stopp-/Start deutlich höher als für die Einlassnockenwelle. Der entscheidende Unterschied liegt hierbei in der Größe des Stellbereiches und dem daraus resultierenden Bedarf einer Verriegelungseinrichtung. Bei den neuartigen Stopp-/Start-Strategien werden hingegen die größeren Anforderungen an die Einlassnockenwelle gestellt. Dies liegt zum einen an der jeweiligen Dekompressionsanforderung und der daraus resultie-

Tabelle 4.6: Kreuzvergleich der Einflussgrößen

	Parameter ACP3	Ausprägung	Schlüsselstart	Stopp-/Start	Dekompression	Direktstart	KMP
Auslasssteller	Größe des Stellbereichs	in °KW	++	++	--	0	0
	Mittenverriegelung	< 60°KW	0	--	--	0	–
	Anschlags- verriegelung		--	--	--	+	+
	Mittenverriegelung	> 60°KW	++	++	--	+	0
	Schwingweite		++	+	++	0	++
	Regelabweichung	in °KW	++	0	+	+	++
	Stellgeschwindigkeit	in °KW/s	--	0	0	0	++
		Ergebnis:	30	27	17	27	31
Einlasssteller	Größe des Stellbereichs	in °KW	0	0	++	++	++
	Mittenverriegelung	< 60°KW	--	--	--	0	++
	Anschlags- verriegelung		--	--	--	+	++
	Mittenverriegelung	> 60°KW	--	--	+	+	++
	Schwingweite		++	+	++	0	++
	Regelabweichung	in °KW	++	0	+	+	++
	Stellgeschwindigkeit	in °KW/s	--	0	++	++	++
		Ergebnis:	18	17	26	29	40

renden notwendigen Phasentreue. Zum anderen erfordern die späten Phasenlagen einen relativ großen Stellbereich und dadurch auch eine erhöhte Verstellbereitschaft im Wiederstart. Die höchste Komplexität geht jedoch aus der KMP-Funktionalität hervor. Mit 31 Punkten im Auslass und 40 Punkten im Einlass ist sie für beide Nockenwellen am anspruchsvollsten einzustufen.

Tabelle 4.7: Bewertungsmatrix für Tabelle 4.6

--	1	sehr klein
-	2	klein
0	3	neutral
+	4	groß
++	5	sehr groß

Im direkten Vergleich der Nockenwellen liegt die Hauptanforderung aller Stopp-/Start-Strategien knapp auf Seite der Auslassnockenwelle, mit 134 zu 130 Punkten. Mit einem realen Unterschied von <3% werden diese in den nachfolgenden Untersuchungen jedoch als gleichwertig betrachtet. Der Vergleich der Strategien untereinander führt zu folgender Aufteilung:

1. KMP mit 71 Punkten,
2. Direktstart mit 56 Punkten,
3. Dekompressionsstart mit 45 Punkten,
4. Stopp-/Start mit 44 Punkten.

Theoretisch liegt der Schlüsselstart mit 48 Punkten auf dem dritten Platz, wird aber auf Grund der Ausführungen in Abschnitt 4.2.1 nicht gewertet. Zusammengefasst lässt sich sagen, dass die geplanten Parametervariationen an den Ein- und Auslassstellern zu ähnlichen Auswirkungen auf die Stopp-/Start-Strategien führen werden. Bezogen auf die einzelnen Strategien wird mit höchster Wahrscheinlichkeit als erstes die KMP-Funktionalität betroffen sein. Anschließend folgen der Direktstart, der Dekompressionsstart und der konventionelle Stopp-/Start.

MODELLBILDUNG: ABBILDUNG DES STELLVERHALTENS IM SIMULATIONSMODELL

Immer dann, wenn zahlreiche, komplexe, oder zeit- und kostenintensive Veränderungen erprobt werden müssen, werden Simulationsmodelle herangezogen. Dadurch können bereits mit relativ geringem Aufwand relevante Ergebnisse erzeugt werden. Wie eingangs beschrieben, bedeutet eine Vielzahl von Parametern einen exponentiellen Anstieg des Lösungsraumes, wodurch Einzeluntersuchungen mit relativ großem Auswertungs- und Datenaufwand verbunden sind. Um dem entgegenzuwirken, sind aussagekräftige Kennlinien zu erstellen. Diese zeigen zum einen die unmittelbaren Einflüsse der Parameter zueinander auf und bilden zum anderen das Fundament für die Basisgleichung. Dazu werden die Simulationsmodelle anhand von thermodynamischen, chemischen, physikalischen und mathematischen Zusammenhängen gebildet und anschließend durch reale Messdaten angepasst und skaliert. Die Modellbildung erfolgt in MATLAB/Simulink und Dymola Modelica. Die hierarchische Modellbildungssoftware MATLAB/Simulink arbeitet 1-Dimensional. Dabei werden physikalische Zusammenhänge mit Hilfe von mathematischen Funktionsblöcken abgebildet und der Reihe nach zugewiesen. Der entscheidende Vorteil liegt in der Einfachheit der Umgebung sowie der Echtzeitfähigkeit [The MathWorks, 2014]. Dadurch können effizient einfache mechanische Bauteile abgebildet und untersucht werden. Als Nachteil erweist sich die Tatsache, dass Rückwirkungen auf die Eingangsgrößen nicht erfasst werden. Für die Simulation eines passiven elektromechanischen Pha-

senstellers können beispielsweise Änderungen der Phasenschwingungen für unterschiedliche Drehzahlen simuliert werden, nicht jedoch inwieweit diese wiederum die Drehzahl beeinflussen. An dieser Stelle wird Dymola Modelica genutzt. Modelica ist eine objektorientierte Sprache, mit deren Hilfe die Bereiche Elektronik und Elektrotechnik, Hydraulik und Pneumatik, Prozess- und Regelungstechnik, sowie Mechanik und Thermodynamik abgedeckt werden [Association, 2015]. Im Gegensatz zu MATLAB/Simulink arbeitet Modelica mit Gleichungssystemen statt mit Zuweisungen. Dadurch ist es ebenfalls möglich, Rückwirkungen zu erfassen und mitzuberechnen. Dies ist sinnvoll, speziell bei der Analyse motorischer Größen, wie zum Beispiel der Hubkolbenarbeit. Durch Kombination beider Modellumgebungen (MATLAB/Simulink mit Dymola Modelica) ist es also möglich, die Änderungen der Phasenlagen basierend auf der Motordrehzahl zu untersuchen, wobei die jeweiligen Phasenlagen zu jedem Zeitpunkt wieder in die ottomotorischen Gasgleichungen der Modelica-Umgebung zurückgespiegelt werden. Das Gesamtmodell beschreibt also die Kombination aus zwei unterschiedlichen Modellbildungsbasen, zur ganzheitlichen Erfassung aller relevanten Prozessgrößen.

Dass die detaillierte Modellbildung nicht in dieser Arbeit dargestellt wird, ist der Themenstellung dieser Arbeit geschuldet: Für das Aufstellen einer geeigneten Prognosefunktion ist die Modellbildung zwar von zwingender Bedeutung, jedoch nicht im Hinblick auf die Methodik, welche das Vorgehen mit möglichst allgemeiner Gültigkeit beschreiben soll. Für tiefere Einblicke wird auf [Chen, 2014], [Pammler, 2014], [Roukens, 2007], [Herrmann, 2008] und [Fesefeldt, 2010] verwiesen.

5.1 Modellbasis MATLAB/Simulink

Die Modellbasis MATLAB/Simulink dient zum einen der Beschreibung der passiven elektromechanischen Phasensteller und zum anderen als Arbeitsumgebung für die Kopplung mit Dymola Modelica. Die Modellbildung der Phasensteller basiert dabei auf der studentischen Arbeit von [Pammler, 2014]. Abbildung 5.1 zeigt dessen schematischen Aufbau. Die Eingänge des Modells bilden die Drehzahl der Kurbelwelle n und die Sollphasenlage ϕ_{Soll} . Die Drehzahl des Kettenrades entspricht auf Grund des Viertaktprinzips der halben Kurbelwellendrehzahl. Der Fehler berechnet sich aus dem Sollphasenwinkel und der Istphasenlage, welche sich wiederum aus den Winkelge-

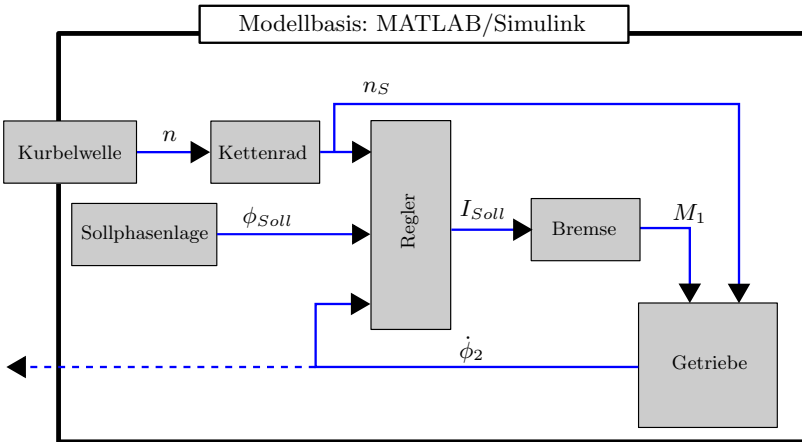


Abbildung 5.1: Übersicht der Modellbasis in MATLAB/Simulink

schwindigkeiten des Kettenrades und der Nockenwelle zusammensetzt. Dieser ist direkt proportional zum Bremsstrom, mit dem der Aktor beaufschlagt wird. Das resultierende Bremsmoment errechnet sich aus einer gemessenen Strom-Kraft-Kennlinie. Durch die Zusammenhänge aus Abschnitt 6.1.1 folgt für einen Fehler $\neq 0$ eine Relativbewegung der Nockenwelle. Die neue Winkelgeschwindigkeit wird anschließend wieder an den Regler zurückgegeben, wodurch der Regelkreis geschlossen wird. Das Getriebe vereint die wesentlichen Eingangsgrößen (siehe Abschnitt 6.1) für die lösungsneutrale Basisgleichung: Die Getriebeübersetzung, die Getriebereibung, die Trägheitsmomente und die Bremsmomente, wobei letztere aus der Strom-Kraft-Kennlinie des Modellblockes „Bremse“ (Abbildung 5.1) entstammen. Die physikalischen Grundgleichungen der Eingangsgrößen sind in Abschnitt 6.1 beschrieben. Die Gleichungen der anderen Subsysteme beschreibt [Pammler, 2014] in seiner Abschlussarbeit. Die Güte des Modells beschreibt Abbildung 5.3. Hier werden die simulierten Ergebnisse anhand von gemessenen Verläufen validiert. Bei dem Vergleich handelt es sich um einen doppelten Phasensprung bei 500 Umdrehungen pro Minute. Dieser Sprung beinhaltet alle relevanten Merkmale des Phasenstellers: Die Verstellgeschwindigkeit nach „Früh“, die Verstellgeschwindigkeit nach „Spät“ und das Schwingverhalten in den jeweiligen Endpositionen. Es wird gezeigt, dass sich Simulationsmodell und

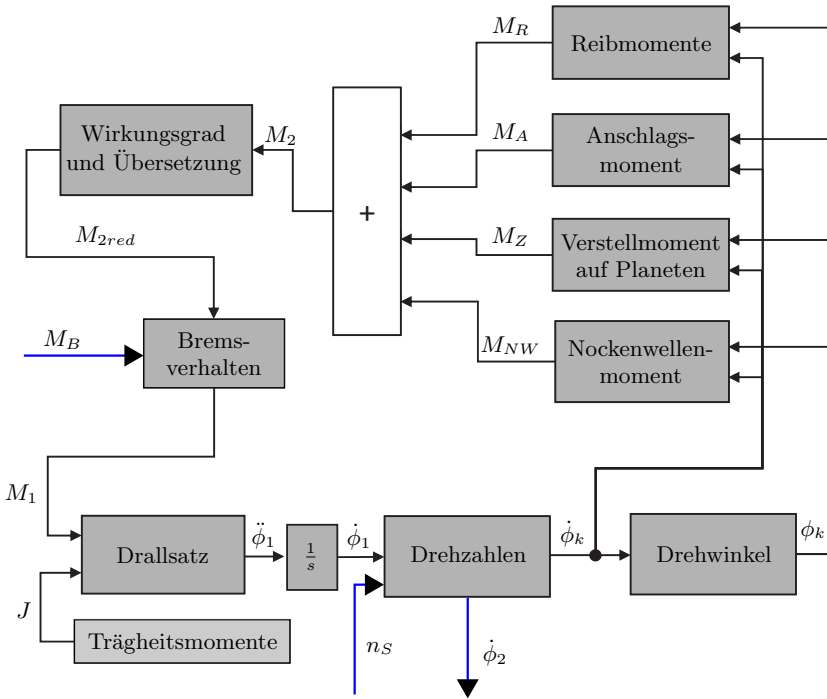


Abbildung 5.2: Übersicht des Stellergetriebes in MATLAB/Simulink nach [Pammler, 2014]

Realität nahezu identisch verhalten. Für die nachfolgenden Untersuchungen ist mit diesem Modellstand das System mit ausreichender Genauigkeit beschrieben.

5.1.1 Modellbasis Dymola Modelica

Die Modellbasis Dymola dient der quasi-dimensionalen Abbildung des Ottomotors. Dabei basiert das Grundmodell auf einem Open-Source-Modell von [Tiller, 2001]. Im Rahmen zahlreicher Veröffentlichungen ist das Modell auf Verbrennungsmotoren der Daimler AG angepasst und parallel dazu in seiner Tiefe weiterentwickelt worden. Nach [Roukens, 2007] liegen die zwei Hauptschwerpunkte in der Abbildung der Mechanik mit Fokus auf:

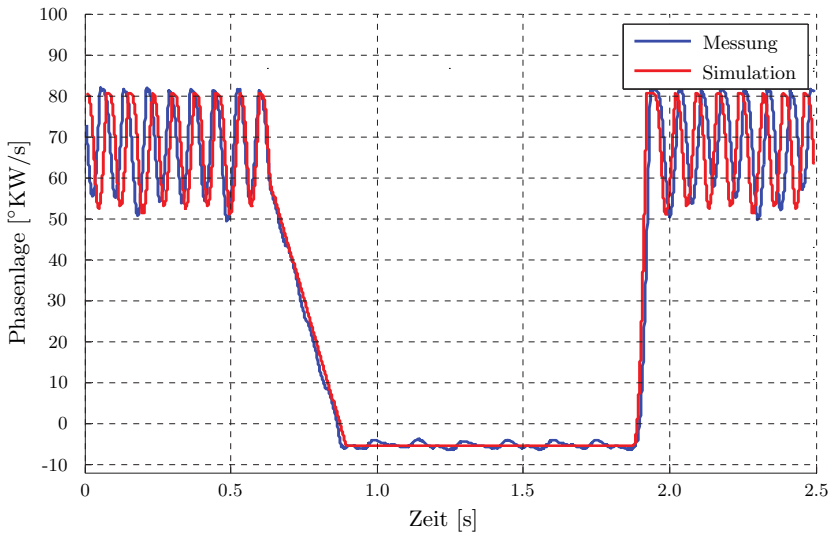


Abbildung 5.3: Validation des Simulationsmodells an gemessenen Daten [Pammler, 2014]

- Motorgeometrie,
- Reibung und
- Ventilsteuerzeiten

und der Thermodynamik, wobei gezielt:

- Aufladung und Ladeluftkühlung,
- Ladungswechsel,
- Einspritzung,
- Verbrennung und
- Wärmeübertragung

abgebildet werden. Das Verbrennungsmodell hat [Herrmann, 2008] mittels Vibe-Funktionen an die realen Brennverläufe eines Daimler Versuchsmotors angepasst. [Fesefeldt, 2010] hat das Modell anschließend in soweit verändert,

dass anlasserunterstützte Direktstarts möglich sind. Für die Simulation des reinen Direktstarts, wie er in dieser Arbeit untersucht wird, muss das Modell daher erweitert werden. Die genaue Vorgehensweise beschreibt [Chen, 2014] in seiner studentischen Arbeit. Hierzu sind drei Schritte notwendig: Ersetzen des Momentes vom Startergenerator durch eine geeignete Brennfunktion, Anpassen der Motorreibung im Stand und Anpassen der Drosselklappenkennlinie.

Die Brennfunktion der ersten Zündung im Motorstillstand basiert auf realen Messdaten. Zur Modellbildung dieser müssen die Parameter so gewählt werden, dass der Druckverlauf der Erstverbrennung dem der Messdaten entspricht. Da im Basismodell die Drehzahl der Kurbelwelle über den Startergenerator initiiert wird, ist die Brennfunktion (Vibe-Ersatzfunktion) winkelbasiert. Zur Untersuchung des Direktstarts muss die Erstverbrennung zeitbasiert erfolgen. Erst die nachfolgende Verbrennung kann wieder über die Basisfunktion abgebildet werden. [Chen, 2014] beschreibt hierzu eine geeignete Anpassung der Vibe-Funktion. Abbildung 5.4 zeigt diese.

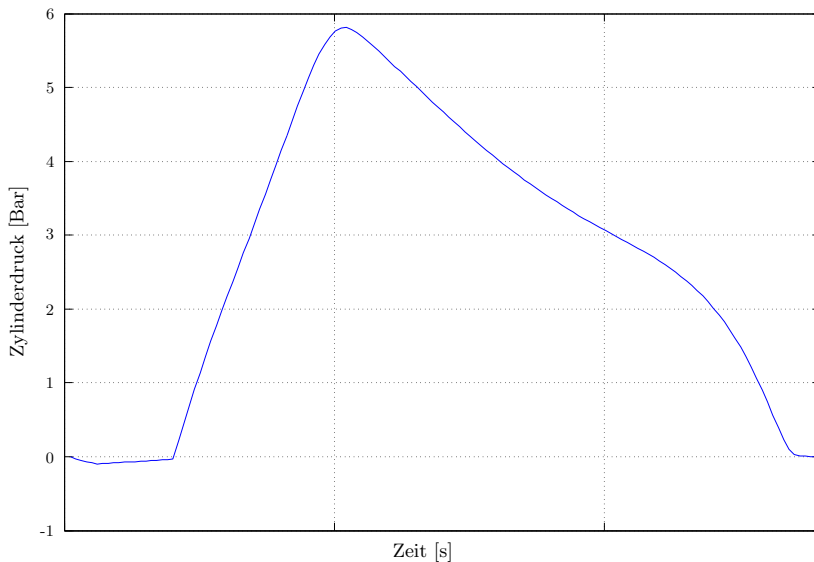


Abbildung 5.4: Approximierter Zylinderdruckverlauf nach [Chen, 2014]

Die zweite Anpassung erfolgt im Bereich der Motorreibung. Da diese nun vollständig vom Energieeintrag der Erstverbrennung überwunden werden muss, müssen geeignete Dimensionen definiert sein. Dabei wird im Einzelnen zwischen der Stribeck-Reibung, Coulomb'scher Reibung und viskoser Reibung differenziert. Das Basismodell für die Motorreibung wird nach [Roukens, 2007] ab Drehzahlen größer 1000 U/min beschrieben. Über die mathematischen Zusammenhänge aus [Fredlund, 2008] folgt letztlich die finale Kennlinie. Als Dimension der spezifischen Reibung für das Prüfstandsaggregat dienen Messungen von [Reinhuber, 2013]. Den resultierenden Verlauf des Reibmoments über der Drehzahl zeigt Abbildung 5.5.

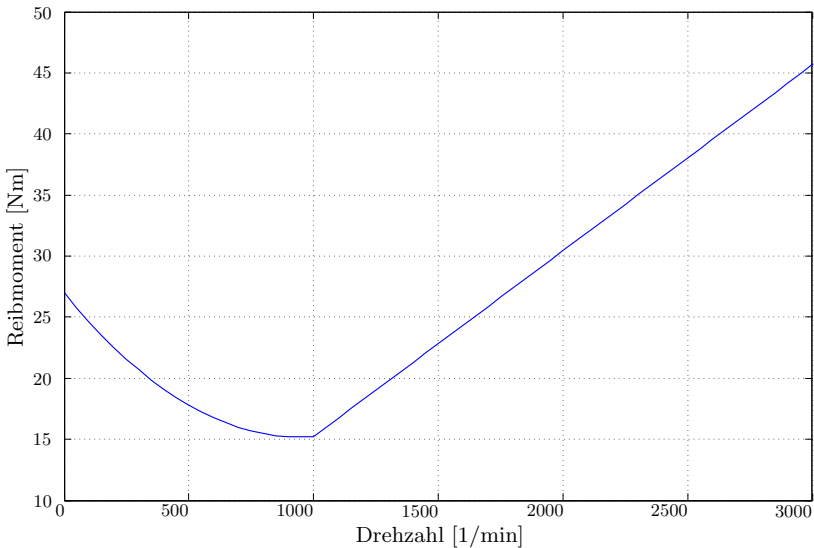


Abbildung 5.5: Kombinierte Reibkennlinie für das Prüfstandsaggregat nach [Chen, 2014]

Die Drosselklappenkennlinie stellt den letzten maßgebenden Einflussfaktor zur Modellbildung des Direktstarts. Im konventionellen Betrieb wird diese beim Motorauslauf zur Reduktion der Schwingungsamplituden geschlossen (siehe Abschnitt 3.2.2). Zur Positionierung der Kurbelwelle nach Abschnitt 4.1.4, oder auch zur reinen Frischluftversorgung des Erststartzylinders für den Direktstart, muss die neue Drosselklappenkennlinie um mehrere

Positionen erweitert werden. Abbildung 5.6 zeigt schematisch den möglichen Verlauf des Saugrohrdrucks im Motorauslauf.

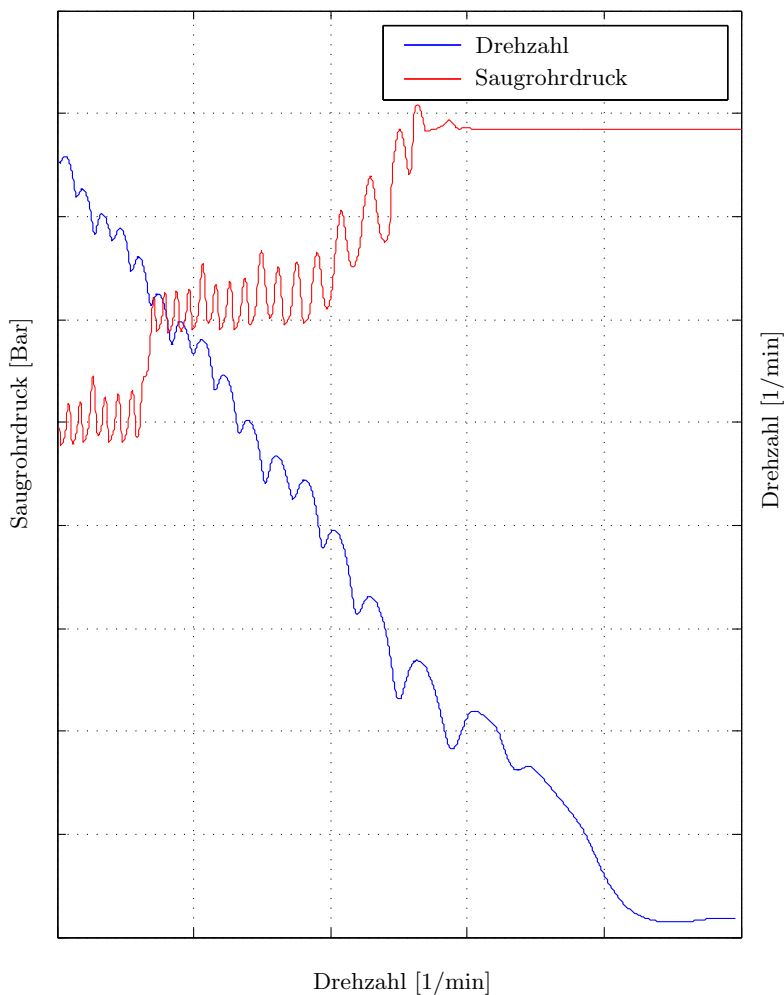


Abbildung 5.6: Geregelte Veränderung der Drosselklappenstellung im Motorauslauf (in Anlehnung an [Chen, 2014])

5.1.2 Kopplung der Modellbasen MATLAB/Simulink und Dymola Modelica

Die Kopplung beider Modellbasen zeigt Abbildung 5.7. Dabei sind die Ein- und Auslassnockenwelle jeweils gemäß der Abbildung 5.1 strukturiert. Hieraus folgt auch direkt der Ausgang $\dot{\phi}_2$, welcher die aktuelle Phasenlage der jeweiligen Nockenwelle beschreibt und als Eingang der Modelica-Umgebung fungiert. Über die Phasenlagen ergeben sich für den momentanen Betriebspunkt spezifische Zylinderdrücke, aus denen sich wiederum die Motordrehzahl errechnet. Da diese eine relevante Größe für die Phasenverstellung darstellt, wird diese an das MATLAB/Simulink Modell zurückgegeben.

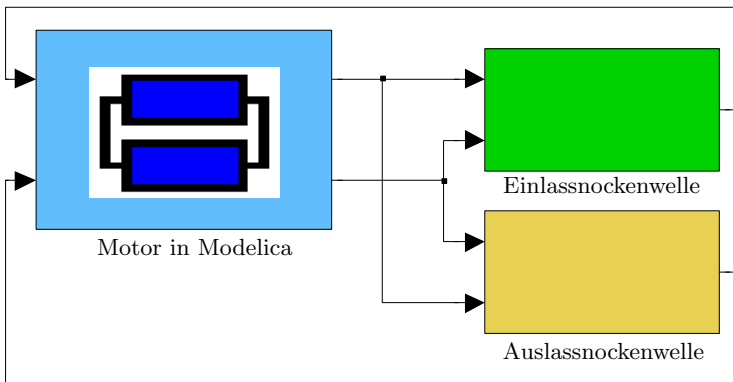


Abbildung 5.7: Gesamtmodell der Kopplung MATLAB/Simulink mit Dymola Modelica (in Anlehnung an [Chen, 2014])

Das Ergebnis der Kopplung bietet ein umfassendes Gesamtmodell, welches sowohl die thermodynamischen, als auch mechanischen Zusammenhänge vereint. In Folge dessen können die Einflüsse der Parameterstudien aus Abschnitt 6.2 untersucht werden. Die Güte des Modells zeigt sich durch die Simulation komplexer Vorgänge, wie dem Direktstart in Verbindung mit dem kontrollierten Abstellen. Als Referenz dient ein 200 sekundiger Messschrieb. Die Messung enthält zehn aufeinander folgende Direktstarts nach vorherigem kontrolliertem Abstellen. Die Besonderheit der Messreihe liegt in der jeweils unterschiedlichen Positionierung der Kurbelwelle im Motorstillstand.

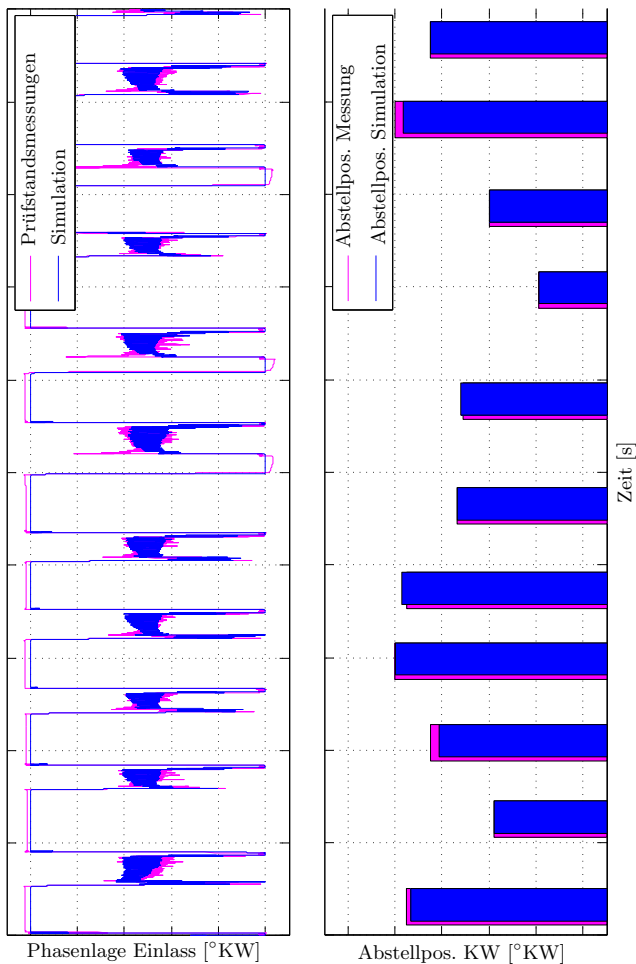


Abbildung 5.8: Validierung des Gesamtmodells am Direktstart in Verbindung mit kontrolliertem Abstellen

Aus Abbildung 5.8 geht hervor, dass das kombinierte Gesamtmodell das reale Verhalten des Verbrennungsmotors mit ausreichender Genauigkeit abbildet. Dabei stimmen sowohl die Phasenlagen der Nockenwelle als auch die Abstellpositionen der Kurbelwelle maßgeblich überein. Im Rahmen der Modellparametrierung sind noch weitere reale Messreihen getestet und ab-

gebildet worden. Auch hier liegt die Akkuranz im Bereich $> 0.90\%$. Mit der validierten Modellbildung als Ausgangsbasis können in nachfolgenden Untersuchungen die Einflüsse einzelner Systemgrößen auf das Gesamtverhalten der Stopp-/Start-Systeme betrachtet werden.

In dem der Arbeit zu Grunde liegenden methodischen Verlauf der Dissertation beschließt das fertige Modell letztlich den dritten Unterpunkt „Modellbildung“, nach „Analyse der Erkenntnisse von Wissenschaft und Technik“ und den „Rahmenbedingungen“, welche mit ihren realen Messdaten den nötigen Input liefern.

TOOLBILDUNG: ERSTELLEN EINER LÖSUNGSNEUTRALEN BASISGLEICHUNG ZUR DURCHFÜHRBARKEITSPRÄDIKTION

Die Basisgleichung stellt das Ergebnis der bisherigen Untersuchungen dar. Sie soll sowohl die Auswirkungen mechanischer Änderungen auf Stopp-/Start-Varianten als auch die Korrelation der einzelnen Eingangsgrößen zueinander beschreiben. Die Ergebnisse der Basisgleichung bilden die Ausgänge. Sie beschreiben die Wertigkeiten der Änderungen in Relation zur Ausgangslage in Form von prozentualen Tendenzen.

6.1 Eingangsgrößen

Die Eingangsgrößen sind den Freiheitsgraden des Entwicklers gleichzusetzen. Sie beschreiben einen definierten Lösungsraum potenzieller Maßnahmen zur Veränderung der Charakteristik des Phasenstellers. Die natürlichen Grenzen ergeben sich zum einen Teil aus physikalischen, zum anderen Teil aus geometrischen Randbedingungen. Eine Erhöhung des Bremsmomentes an einer PKW Radbremse macht beispielsweise nur in gewissen Grenzen Sinn, da ab einem bestimmten Grenzwert ein höheres Bremsmoment zur Reifenblockade führt, welche wiederum vom ABS verhindert wird. Dass die Bremse also doppelt oder dreimal so stark konzipiert werden würde, ändert folglich nichts am minimal möglichen Bremsweg.

Mit den in den Abschnitten 6.1.1 - 6.1.4 beschriebenen Eingangsgrößen

ergibt sich ein Lösungsraum L^n mit der Dimension $n = 4$. Die einzelnen Lösungsmengen L^1, L^2, L^3 und L^4 beschreiben hierbei die Getriebeübersetzung, die Getriebereibung, das Bremsmoment und die Massenträgheit der Sonnenwelle. Für die nachfolgende Betrachtung sei stets die Einzelausprägung von Bedeutung. Wird also beispielsweise die Auswirkung von $L_{neu}^1 = 2 \cdot L_{alt}^1$ betrachtet, so gilt dies stets unter der Prämisse: $L^2, L^3, L^4 = const.$

Als Gütemaße zur Bewertung der Einflüsse dienen die Verstellgeschwindigkeiten in die jeweiligen Verstellrichtungen („Früh“, „Spät“) und die Schwingbreite der Phase bei konstanter Phasenlage („Halten“).

6.1.1 Getriebeübersetzung

Getriebe stellen im Allgemeinen mindestens eine Übersetzungsstufe dar. Sie können sowohl eine Drehachse in eine andere Drehachse übersetzen, also auch Drehzahlen und Drehmomente einer Eingangswelle auf andere Drehzahlen und Drehmomente der Ausgangswelle übersetzen. Für die nachfolgende Betrachtung ist die letztere Form von Getriebeübersetzung relevant. Die Struktur entspricht Abbildung 3.1. Das Verhältnis aus Drehzahl und Drehmoment des Eingangs („1“, Sonnenwelle/Bremse) zu Drehzahl und Drehmoment des Ausgangs („2“, Hohlrad/Nockenwelle) beschreibt das Übersetzungsverhältnis i_{12} . Bei stillstehendem Steg („3“, Stegwelle/Kurbelwelle) drehen sich die Wellen „1“ und „2“ gegensinnig (erste Teilbewegung [Müller, 1998]) mit n_1'' bzw. n_2'' Umdrehungen pro Zeiteinheit. Folglich handelt es sich bei der Getriebestufe um ein Minusgetriebe mit dem Übersetzungsverhältnis $i_{12} = -i_{12}$, wobei

$$i_{12} = \frac{n_1'}{n_2'}. \quad (6.1)$$

Die zweite Teilbewegung ist nach [Müller, 1998] eine gleich große Drehung aller Wellen mit

$$n_1'' = n_2'' = n_s'' = n_s \quad (6.2)$$

Umdrehungen pro Zeiteinheit. Die Betriebsdrehzahl der einzelnen Wellen ergibt sich also aus der Überlagerung der Teilbewegungen zu

$$n_1 = n'_1 + n''_1 = n'_1 + n_s, \quad (6.3)$$

$$n_2 = n'_2 + n''_2 = n'_2 + n_s, \quad (6.4)$$

$$n_s = 0 + n''_s. \quad (6.5)$$

Einsetzen der Zusammenhänge von 6.5 in 6.1 liefert die Willis-Gleichung mit

$$\frac{n'_1}{n'_2} = i_{12} = \frac{n_1 - n_s}{n_2 - n_s}. \quad (6.6)$$

Durch Auflösen von Gleichung 6.6 nach der Eingangsgröße des Planetengetriebes n_1 ergibt sich

$$n_1 = n_2 \cdot i_{12} + n_s(1 - i_{12}). \quad (6.7)$$

Wie Eingangs erwähnt, wird neben der Eingangsrehzahl auch das Eingangsmoment übersetzt. Dieses setzt sich im Allgemeinen aus dem Produkt aus Kraft und Hebelarm zusammen. Abbildung 6.1 zeigt die schematische Darstellung der Übersetzungsstufe, mit den jeweils im Zahneingriff wirkenden Kräften. Aufstellen der Momentenbilanz um M_P ergibt:

$$\sum_{k=1}^K M_P = F_{HP} \cdot r_P - F_{SP} \cdot r_p = 0 \quad (6.8)$$

mit

$$F_{HP} = \frac{M_2}{r_2}, \quad (6.9)$$

$$F_{SP} = \frac{M_1}{r_1}. \quad (6.10)$$

Einsetzen der Gleichungen 6.9 und 6.10 in 6.8 und anschließendes Auflösen nach M_2 liefert

$$M_2 = \frac{r_2}{r_1} \cdot M_1, \quad (6.11)$$

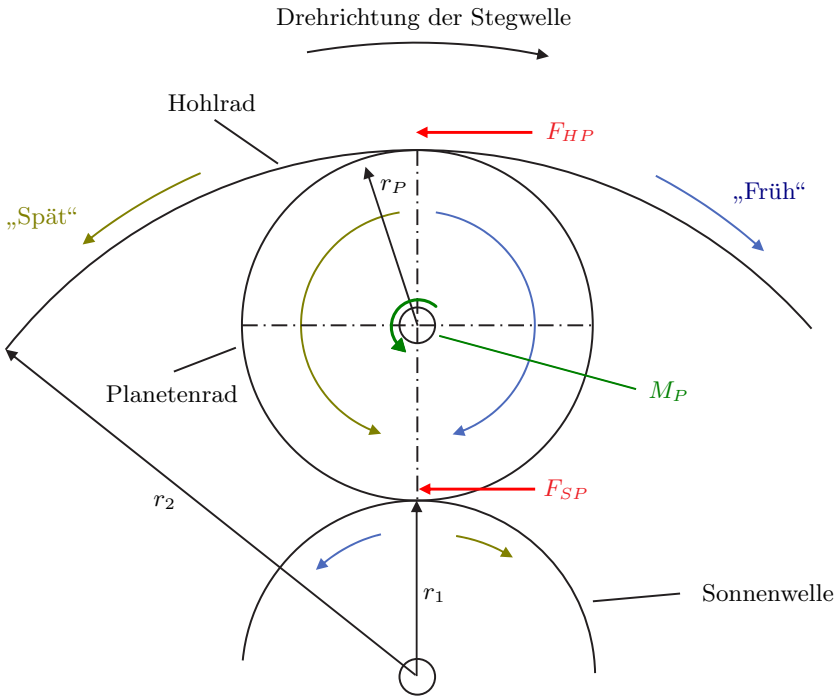


Abbildung 6.1: Auftretende Kräfte im Planetengetriebe, nach [Pammler, 2014]

wobei

$$\frac{r_2}{r_1} = i_{12}. \quad (6.12)$$

Durch Veränderung des Eingangsmoments ergeben sich die drei nachfolgenden Zustände. Falls

$$M_1 \cdot i_{12} > M_2 \quad (6.13)$$

ist, wird die Nockenwelle gegenüber der Kurbelwelle beschleunigt („Früh“). Für

$$M_1 \cdot i_{12} < M_2 \quad (6.14)$$

verlangsamt sich die Nockenwelle solange, bis sie vom mechanischen Anschlag aufgefangen und anschließend mit mindestens der Kurbelwellendrehzahl bewegt wird („Spät“). Wenn

$$M_1 \cdot i_{12} = M_2 \quad (6.15)$$

gilt, so besitzen Nockenwelle und Kurbelwelle ein statisches Drehzahlverhältnis von 1 zu 2: Die Phasenlage bleibt folglich konstant („Halten“). Dieser Zustand ist jedoch nur theoretisch möglich: Im motorischen Betrieb werden Änderungen der Phasenlage über eine Sensorik erfasst. Die Regelstrecke unterliegt zugleich etlichen Störgrößen. Doch selbst ohne diese ist das Moment der Nockenwelle so dynamisch, dass eine exakte Positionierung gemäß Gleichung 6.15 nicht möglich ist. Diese Dynamik lässt sich wie folgt begründen: Das Moment der Nockenwelle besteht aus zwei Größen. Dem Antriebs- und dem Verlustmoment. Abbildung 6.2 zeigt den qualitativen Verlauf gemessener Nockenwellenmomente bei niedrigen Drehzahlen. Der negative Anteil

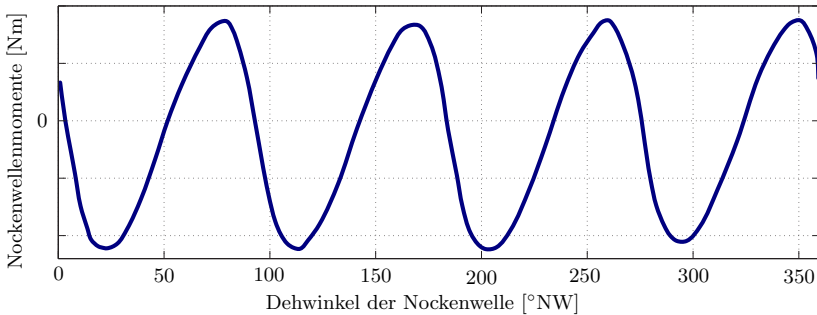


Abbildung 6.2: Qualitative Darstellung gemessener Nockenwellenmomente bei niedrigen Drehzahlen

($M_{NW} < 0$) basiert auf den Ventilkraften, welche sich aus den eigenen Massekräften und den für das Schließen verantwortlichen Ventilsfederkräften zusammensetzen. Wird also ein Ventil geöffnet, so induziert die Nockenwelle Arbeit in den Ventiltrieb, welche zum Großteil in den Federn gespeichert wird. Sobald das Ventil schließt, geben die Federn die zuvor aufgenommene Energie an die Nockenwelle zurück. Das Ergebnis ist eine Beschleunigung der Nockenwelle mit positivem Antriebsmoment. Um nun eine Relativbewegung

der Nockenwelle zur Kurbelwelle zu erreichen, müssen diese verhältnismäßig hohen Momente abgefangen oder gar übertroffen werden. Der Momenteneintrag M_1 , also der Stelleingriff, erfolgt über die in Abschnitt 3.1.3 dargestellte elektromagnetische Bremse. Ihre Ausgangsleistung wird über das in Abschnitt 6.1.3 dargestellte Bremsmoment variiert. Über die Zusammenhänge der Gleichungen 6.13, 6.14 und 6.15 folgt der direkte Zusammenhang zwischen Eingang und Ausgang über das Übersetzungsverhältnis. Reduzieren von i_{12} auf 75% würde notwendigerweise eine äquivalente Erhöhung des Eingangsmomentes M_1 , für $M_2 = \text{const.}$ bedeuten. Unter der eingangs definierten Prämisse ergibt sich jedoch eine Änderung des Verhaltens für einen definierten Regelsprung von 40°KW gemäß Abbildung 6.3. Unter Berücksichtigung des Gütemaßes (Verstellgeschwindigkeit, Schwingweite) wird deutlich, dass die alleinige Reduktion einer einzigen Größe zur Veränderung des Gesamtverhaltens führt. Durch die Reduktion des Übersetzungsverhältnisses, ohne äquivalente Anpassung des Eingangsmomentes M_1 , ist der Einfluss im Getriebe von M_2 deutlich größer. Die Wechselmomente können nicht mehr im vollen Maß abgebremst werden, sodass sich die Schwingweite vergrößert. Für die Verstellgeschwindigkeit in Richtung „Früh“ (Abbildung 6.3: oben) bedeutet dies logischerweise eine Verlangsamung der Stellgeschwindigkeit. Der Einfluss folgt aus dem nach Abschnitt 3.1.3 als aktive Wirkrichtung deklarierten Zusammenhang, da hier das Bremsmoment M_1 die Verstellung bewirkt. Umgekehrt bewirkt ein erhöhter Einfluss der Nockenwellenmomente einen größeren Einfluss der Reibmomente und folglich ein größeres Bestreben der Nockenwelle stehenzubleiben (Abbildung 6.3: unten). Zusammengefasst folgt durch die alleinige Reduktion des Übersetzungsverhältnisses also eine:

- Erhöhung der Schwingweite,
- Reduktion der Verstellgeschwindigkeit nach „Früh“ und
- Erhöhung der Verstellgeschwindigkeit nach „Spät“.

Doch Achtung: Dies gilt nur, wenn das Bremsmoment im unveränderten Zustand gerade groß genug ist. Im realen Anwendungsfall ist der Aktor jedoch so groß dimensioniert, dass er sowohl im gesamten Drehzahl- und Lastbereich als auch bei verschiedenen Temperaturen seiner Aufgabe gerecht werden kann. Folglich ist also bei einer punktuellen Betrachtung inmitten des Kennfeldes eher mit einer gleichzeitigen Erhöhung der Verstellgeschwindigkeit nach „Früh“ zu rechnen.

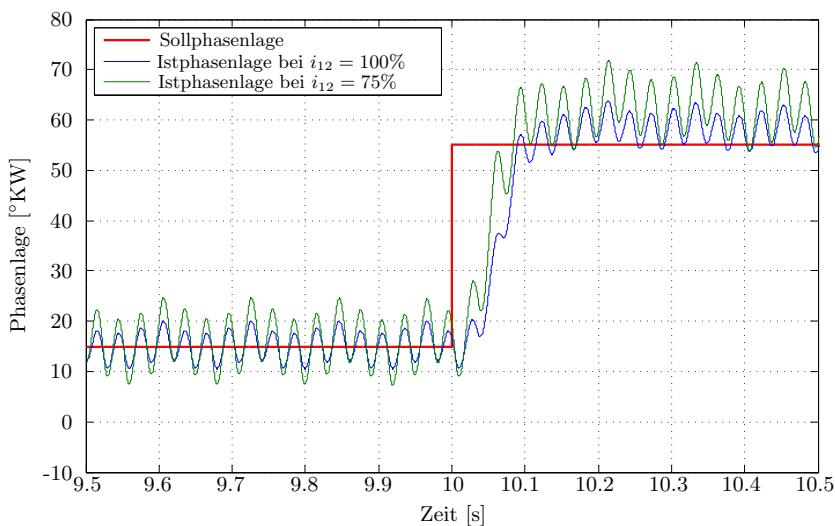
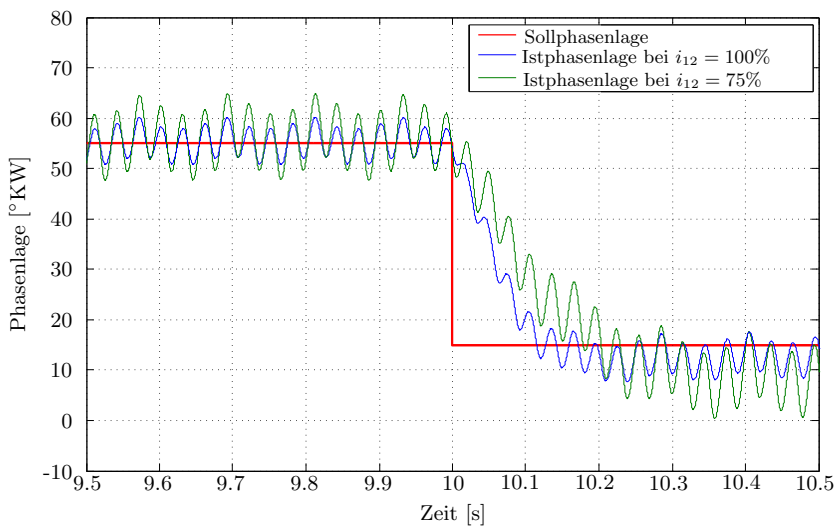


Abbildung 6.3: Änderung des Stellverhaltens bei Reduktion des Übersetzungsverhältnisses i_{12} auf 75%

6.1.2 Getriebereibung

Jede Lager- und Kontaktfläche erzeugt Reibung. Im Verstellgetriebe liegen gemäß Abbildung 6.4 drei Primärreibquellen vor:

- Zwischen Hohl- und Kettenrad,
- Zwischen den Planeten und den Planetenträgern, sowie
- Zwischen der Sonnenwelle und dem Lagerschild.

Durch die direkte Anbindung des Hohlrades an die Nockenwelle ist die Reibung dieser zwar ebenfalls zu berücksichtigen, wird jedoch auf Grund der mangelnden Einflussnahme als keine Eingangsgröße behandelt. In der nachfolgenden Betrachtung wird der Einfluss der Reibungsstellen untersucht. Zwar bedeuten Reibungsverluste Verlustleistungen, welche den Kraftstoffverbrauch im Allgemeinen negativ beeinflussen. Durch bewusste Positionierung können jedoch auch Vorteile erzielt werden, sofern die Verlustleistung der Reibung kleiner als der potenzielle Leistungszugewinn ist. Der Theorie nach könnte beispielsweise eine erhöhte Reibung der Sonnenwelle zum Lagerschild dazu führen, dass im Mittel weniger Bremsleistung benötigt wird, um die Phasenlage konstant einzuregeln. Ebenfalls müsste die Verstellgeschwindigkeit nach „Früh“ positiv beeinflusst werden, da das externe Bremsmoment vom internen Bremsmoment (Reibungsmoment) unterstützt würde. In Richtung „Spät“ hingegen sollte sich das System anschließend träger/langsamer verstellen. Das Gesamtverhalten ließe sich also als „gedämpft“ beschreiben. Das Ergebnis der Untersuchung zeigt Abbildung 6.5. In der Ausgangskonfiguration ist die Sonnenwelle über ein Wälzlager mit dem Lagerschild verbunden. Die veränderte Konfiguration entspricht einer Gleitlagerverbindung, welche an der Sonnenwelle im Vergleich zum Wälzlager ein höheres Reibungsmoment erzeugt. Dadurch wird die Sonnenwelle, welche im vorliegenden passiven elektromechanischen Phasensteller als Eingangswelle der Bremse fungiert, permanent gebremst. Wie zuvor vermutet, verzögert sich die Verstellgeschwindigkeit deutlich in Richtung „Spät“ (Abbildung 6.5: unten). Den Beschleunigungsmomenten der Nockenwelle steht nun ein höheres Widerstandsmoment gegenüber. Im Gegenzug erhöht sich ebenfalls die Stellgeschwindigkeit nach „Früh“. Dass die Verhältnismäßigkeiten der Änderungen unregelmäßig sind, beruht auf der Tatsache, dass die Frühverstellung nur anfangs vom Bremsmoment profitiert. Schon nach

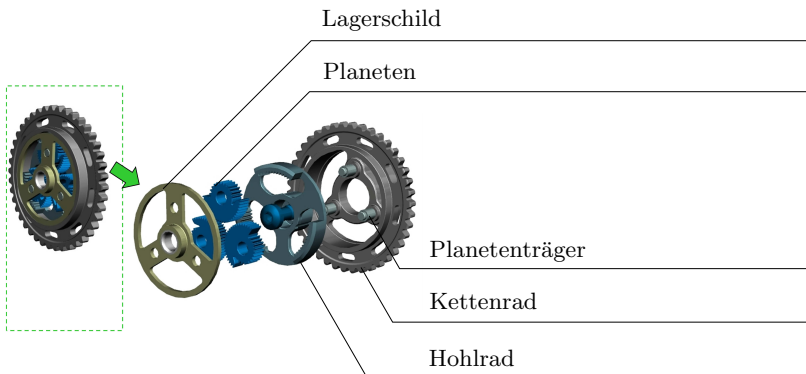


Abbildung 6.4: Komponenten des passiven elektromechanischen Phasenstellers

kurzer Zeit übersteigt das Bremsmoment das Reibungsmoment der Sonnenwelle. Bei der Spätverstellung hingegen ist der Einfluss während des gesamten Regelsprungs wirksam. Das Zusammenwirken beider Effekte bildet einen positiven dritten Effekt: Im konstanten Regelungsbetrieb wird die Schwingweite reduziert. Zusammengefasst folgt durch die alleinige Veränderung des Reibungsmomentes also eine:

- Reduktion der Schwingweite,
- Erhöhung der Verstellgeschwindigkeit nach „Früh“ und
- Reduktion der Verstellgeschwindigkeit nach „Spät“.

6.1.3 Bremsmoment

Das Bremsmoment hat den Haupteinfluss auf die Verstellperformance des passiven elektromechanischen Phasenstellers. Nach den Gleichungen 6.13, 6.14 und 6.15 muss es übersetzt größer, kleiner oder gleich dem Nockenwellenmoment sein. Über eine mit der Sonnenwelle verbundene Reibbremse wird das notwendige Moment in das Übersetzungsgetriebe induziert. Abbildung 3.6 zeigt den detaillierten Aufbau der gesamten Baugruppe. Um das maximal erreichbare Bremsmoment anzupassen, können folgende Parameter verändert werden:

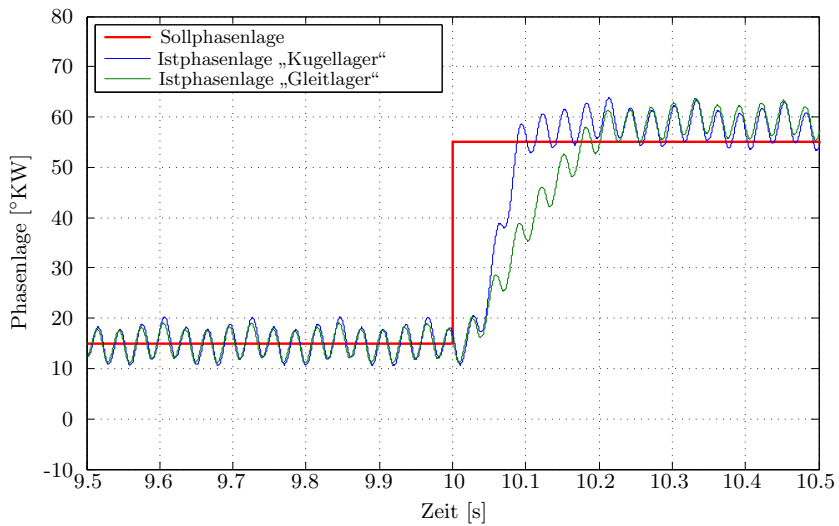
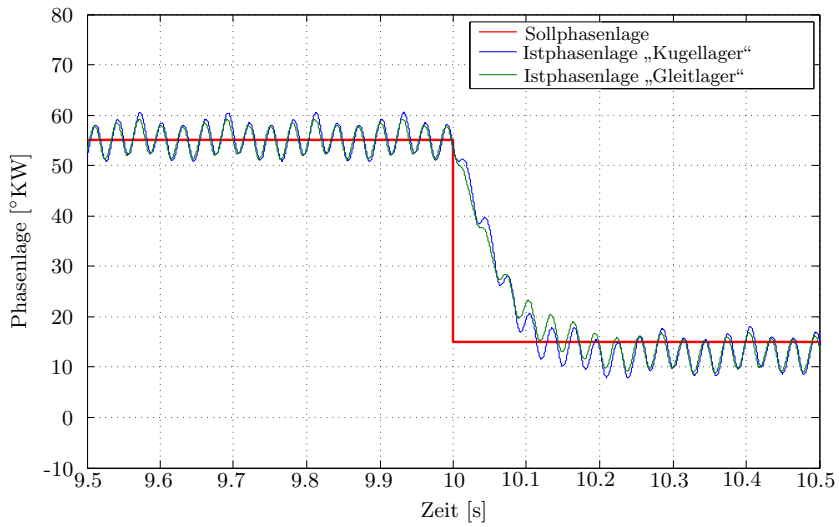


Abbildung 6.5: Änderung des Stellverhaltens durch Erhöhung des Reibmomentes

- Radius der Bremsscheibe,
- Materialpaarung der Reibpartner,
- Magnetkreis (Windungszahl, Drahtstärke, Wanddicken, Stromstärke, ...).

Je größer beispielsweise der Radius ausgelegt wird, desto größer ist das resultierende Bremsmoment bei konstanter Bremskraft. Diese Anpassung ist jedoch nur im gewissen Rahmen sinnvoll: Ein deutlich größerer Radius geht direkt mit einem nur selten möglichen, ebenfalls größeren, Bauraumbedarf einher. Durch diese Zwangslimitation ergeben sich natürliche Grenzen. Da die Reibbremse in der aktuellen Auslegungsstufe ausreichend dimensioniert ist, werden die Veränderungen im Intervall gemäß Tabelle 6.1 variiert. Wird das Bremsmoment reduziert, so reduziert sich maßgeblich die Verstellgeschwindigkeit nach „Früh“. In Richtung „Spät“ bleibt das Verhalten prinzipbedingt unbeeinflusst: Kleinere Abweichungen, wie sie in dem unteren Diagramm von Abbildung 6.6 bei 10.06 Sekunden auftreten, sind reglerbedingt. Die Regelung beginnt schon während des Spätverstellens mit dem aktiven Abbremsen der Sonnenwelle. Somit werden Überschwinger vermieden.

Rein physikalisch bedeutet eine Veränderung des Bremsmomentes eine Stauchung oder Dehnung der Kraftkennlinie. Über den linearen Zusammenhang zwischen Kraft und Radius, kommt dies ebenfalls einer Stauchung/Dehnung des Bremsmomentenverlaufs gleich. Die Kraftkennlinie ist spezifisch für den ihm zugrundeliegenden Magnetkreis. Abbildung 6.8 zeigt zum einen den Verlauf von zwei unterschiedlichen Drahtstärken im selben Aktorkreis, die Stauchung der Kraftkennlinie des dickeren Drahtes durch eine Momentenabsenkung um 50% und zum anderen den Kraftverlauf für ein verändertes Magnetkreiskonzeptes. Auffällig sind die unterschiedlichen Gradienten. Jedes System benötigt folglich eine andere Zeitdauer, um beispielsweise das Kraftniveau von 50N auf 250N anzuheben. Der Einfluss der Drahtdicke, bzw. des Magnetkreises im Allgemeinen, ist auf die Grundgesetze der Elektrotechnik zurückzuführen. Im Folgenden werden drei relevante Größen genauer betrachtet: Das Joch, der Ohm'sche Widerstand und das Spulenfenster. Jede dieser Größen hat einen direkten Einfluss einerseits auf die Abmaße der Aktorik und andererseits auf die Kraft, welche über den Radius der Bremsscheibe direkt proportional zum Bremsmoment ist.

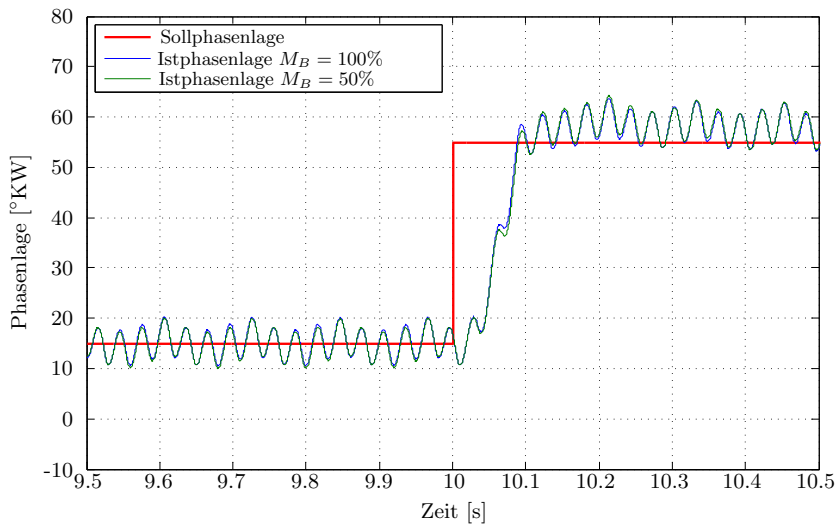
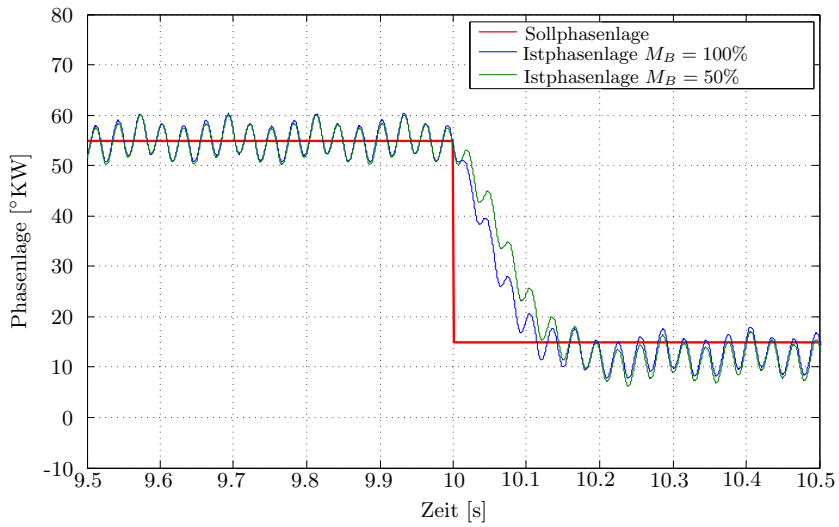


Abbildung 6.6: Änderung des Stellverhaltens durch Reduktion des Bremsmomentes

Das Abmaß des Jochbeins ist maßgebend für die magnetische Flussdichte. Diese wird nach [Zastrow, 2004] durch den Zusammenhang

$$\vec{B} = \mu \cdot \vec{H} \quad (6.16)$$

berechnet, mit der magnetischen Permeabilität μ und der magnetischen Feldstärke \vec{H} . Für die magnetische Feldstärke \vec{H} gilt:

$$H = \frac{I \cdot N_{Spule}}{\sqrt{l_{Spule}^2 + D_{Spule}^2}}, \quad (6.17)$$

mit der Länge der Spule l_{Spule} , dem Spulendurchmesser D_{Spule} und der Anzahl der Windungen N_{Spule} , welche vom Erregerstrom I durchflossen werden. Einsetzen von Gleichung 6.17 in 6.16 liefert:

$$\vec{B} = \mu \cdot n_{Spule} \cdot \frac{I}{\sqrt{l_{Spule}^2 + D_{Spule}^2}}. \quad (6.18)$$

Über dem Flächenintegral des Jochbeins wird die magnetische Flussgleichung mit dem Zusammenhang

$$\Phi = \int_{A_{Joch}} \vec{B} \cdot d\vec{A}_{Joch} \quad (6.19)$$

beschrieben. Über die Arbeit Spule berechnet sich letztlich die Magnetkraft zu

$$F_{Mag} = \frac{\Phi^2}{2 \cdot \mu_0 \cdot A_{Joch}}, \quad (6.20)$$

$$(6.21)$$

bzw.

$$F_{Mag} = \frac{B^2}{2 \cdot \mu_0} \cdot A_{Joch} \quad (6.22)$$

Sie ist also proportional zum Quadrat der magnetischen Flussdichte B und der Querschnittsfläche A . Der magnetische Fluss kann wiederum über das Verhältnis der magnetischen Spannung U_m zur Reluktanz R_m (magnetischer

Widerstand) beschrieben werden. Es folgt:

$$\Phi = \frac{U_m}{R_m}. \quad (6.23)$$

mit

$$R_m = \frac{l_{Spule}}{\mu_0 \mu_r A_{Spule}}. \quad (6.24)$$

Dabei ist μ_0 die Permeabilität des Vakuums (mit $4\pi \cdot 10^{-7}$ Henry/Meter) und μ_r die relative Permeabilität des durchfluteten Werkstoffes, also des Spulenkerns. Der Widerstand des Drahtes wird nach [Zastrow, 2004] über das Ohm'sche Gesetz beschrieben. Bei einer konstanten Temperatur von $\vartheta = 20^\circ C$ wird deutlich, dass dieses von drei Materialgrößen bestimmt wird:

$$R_{20} = \frac{\rho \cdot l_{Draht}}{A_{Draht}}, \quad (6.25)$$

der Länge des Drahtes, dem spezifischen Widerstand ρ und der Querschnittsfläche A . Der spezifische Widerstand für einen Spulendraht aus Kupfer entspricht einem ρ von $0.0178 \frac{\Omega mm^2}{m}$. Aus der Kenntnis, dass sich der Widerstand temperaturabhängig ändert, berechnet sich die Funktion $R_{Spule} = f(\vartheta)$ zu

$$\Delta R_{Spule} = \alpha_{20} \cdot \Delta \vartheta \cdot R_{20}. \quad (6.26)$$

α_{20} , auch Temperaturkoeffizient oder TK-Wert genannt, beschreibt die Widerstandsänderung je Kelvin. Erhöht sich die relative Temperatur, so nimmt der Widerstand zu. Für negative TK-Werte gilt gegenläufiges. Für reine Metalle wird vereinfacht $\alpha = 0.4\%/K$ angenommen. Erhöht sich im Betrieb die Temperatur also um $100K$, so folgt nach Gleichung 6.26 eine Erhöhung des Widerstands um 40 %. Nach dem Ohm'schen Gesetz

$$U_{Spule} = R_{Spule} \cdot I \quad (6.27)$$

bedeutet dies, bei einer konstanten Betriebsspannung von $12V$, einen proportionalen Anstieg des notwendigen Stromes um ebenfalls 40 %. Der Steuerstrom passiver elektromechanischer Phasensteller wird vom Motorsteuergerät zur Verfügung gestellt. Er ist daher direkt vom jeweiligen Hersteller abhängig und somit an statische Grenzen gebunden. Die dritte Größe kann als

Bindeglied zwischen dem magnetischen Fluss (welcher über der Flussdichte in direktem Bezug zur Windungszahl steht) und dem Ohm'schen Widerstand des Spulendrahtes betrachtet werden: Das Spulenfenster. Nach [Kallenbach et al., 2012] ist der Füllfaktor eines zur Verfügung stehenden Bauraumes die entscheidende Kenngröße, um die Wicklung zu bewerten. Für die aktuelle Aktuatorik sei eine optimale Ausnutzung des vorgegebenen Spulenfensters angenommen. Entscheidend ist hierbei die Erkenntnis über den Zusammenhang aus Windungszahl und Drahtdurchmesser, bezogen auf den Bauraum. Als Wicklungsverfahren wird das orthozyklische Wicklungsverfahren benutzt [Kallenbach et al., 2012]. Dieses ermöglicht die optimale Ausnutzung des Raumes und somit einen maximalen Füllfaktor. Die Herleitung der nachfolgenden Gleichungen basiert auf der vereinfachten Form von [Kallenbach et al., 2012] und [Lenders, 1961]. Im Rahmen dieser Betrachtung können die einzelnen Lagen und Windungen quasi ideal aneinander gereiht werden. Ebenfalls werden Deformationen oder Spaltmaße vernachlässigt. Abbildung 6.7 zeigt die orthozyklische Anordnung der Wicklungen im vorgegebenen Bauraum. Für die Auslegung wird der maximal mögliche Bauraum definiert. Daraus folgt die Kontur des Spulenfensters mit der Breite b_{Sf} und der Höhe

$$h_{Sf} = r_a - r_i. \quad (6.28)$$

Der Innenradius r_i folgt unmittelbar aus der Höhe des Jochbeins. Der Außenradius ist, abhängig von der Konstruktion oder der Einbausituation, ebenfalls als bekannt anzunehmen. Die Spule darf diese statischen Grenzen nicht überschreiten. Die maximal mögliche Anzahl an Windungen pro ungeradzahlig Lage berechnet sich zu

$$n_{Wug} \leq \frac{b_{Sf}}{d_{Draht}} \quad (6.29)$$

Für die maximal möglichen Windungen der geradzahlig Lagen, folgt aus dem orthozyklischen Versatz der halben Drahtstärke

$$n_{Wg} \leq \frac{b_{Sf}}{d_{Draht}} + \cdot d_{Draht}/2. \quad (6.30)$$

Zur Wahrung der Grenzen wird stets auf den kleineren ganzzahligen Wert abgerundet. Dasselbe gilt für die mögliche Anzahl an Lagen. Diese werden ebenfalls nach geraden und ungeraden Lagen unterteilt. Der Abstand der

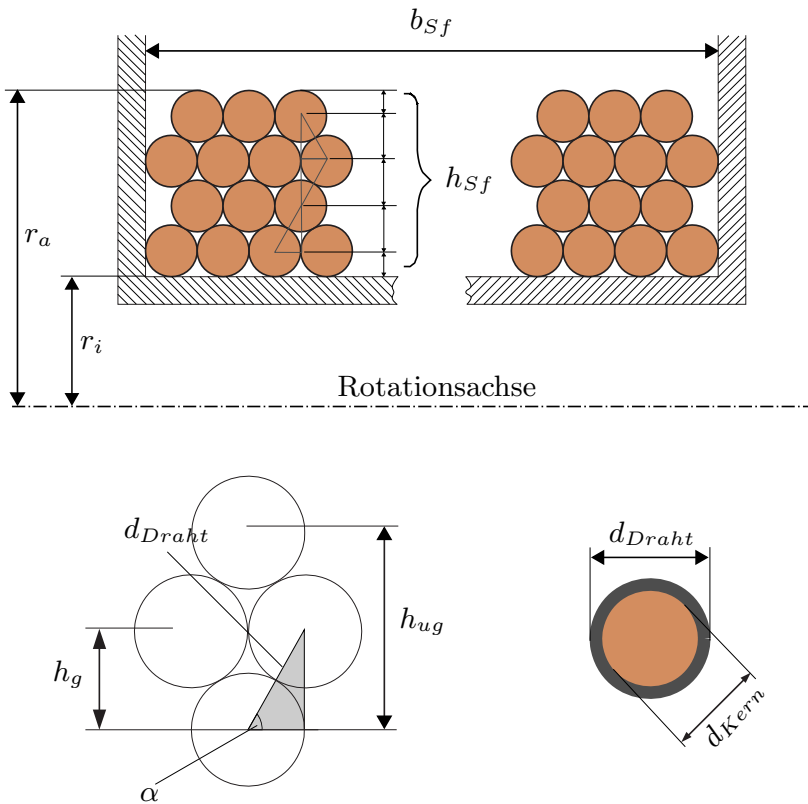


Abbildung 6.7: Orthozyklische Wicklung von Spulen (in Anlehnung an [Süß, 2006])

ungeraden Lagen zueinander beträgt

$$h_{ug} = 2d_{Draht} \cdot \sin(60^\circ). \quad (6.31)$$

Somit dürfen maximal so viele ungeradzahlige Lagen gewickelt werden, bis

$$n_{Lug} \leq \frac{h_{Sf} - d_{Draht}}{2d_{Draht} \cdot \sin(60^\circ)} + 1 \quad (6.32)$$

nicht weiter erfüllt ist. Durch die Anordnung der Windungen zueinander ergibt sich α zu $\alpha = 60^\circ$. An geradzahligen Lagen folgt aus dem Versatz

$$n_{Lg} \leq \frac{h_{Sf} - d_{Draht}}{2d_{Draht} \cdot \sin(60^\circ)} + \frac{1}{2}. \quad (6.33)$$

Die Summe aus n_{Lug} und n_{Lg} ergibt die Gesamtzahl der möglichen Lagen n_L . Die Gesamtwindungszahl errechnet sich folglich aus der Summe der Produkte von den jeweiligen geraden oder ungeraden Lagen mit den entsprechenden Windungen pro Lage, also

$$n_{ges} = n_{Wug} \cdot n_{Lug} + n_{Wg} \cdot n_{Lg}. \quad (6.34)$$

Handelt es sich bei dem Magneten um einen Topfmagneten, also einem Magneten mit runder Spule, so ergibt sich die Länge des benötigten Drahtes zu

$$l_{Draht} = n_{ges} \cdot (d_{Draht} + h_{Sf}) \cdot \pi \quad (6.35)$$

Metern. Für einen E-Magneten (siehe Magnettypen in A.10) mit einer Länge des unwickelten Jochbeins l_{Jbe} , wird der Term aus Gleichung 6.35 zu

$$l_{Draht} = n_{ges} \cdot (d_{Draht} + h_{Sf}) \cdot \pi + 2 \cdot n_{ges} \cdot l_{Jbe} \quad (6.36)$$

erweitert. Aus der Herleitung der optimalen Wickelung einer Spule wird deutlich, wie eng die Geometrie und das Leistungsvermögen eines Aktuators zusammenhängen. Ebenso bietet diese Fülle an Variablen einen enormen Spielraum für mögliche Veränderungen und Variationen. Ändert sich die Geometrie des Spulenfensters, so verändert sich mit großer Wahrscheinlichkeit auch die Länge des Drahtes, also auch der Ohm'sche Widerstand (Gleichung 6.25). Ebenso wahrscheinlich ist eine deutliche Verschiebung des Kraftverhältnisses, durch den quadratischen Einfluss der magnetischen

Flussdichte, welche sich wiederum proportional zu Windungszahl n_{Spule} verhält (siehe Gleichung 6.18). Das Bremsmoment ist also letztlich ein Geflecht aus der Jochbeingeometrie, dem spezifischen Ohm'schen Widerstand und dem Spulenfenster.

Für die Gesamtbetrachtung wird das Werkzeug zunächst auf das aktuelle Konzept ausgelegt. Dieses entspricht dem Kraftverlauf der Kennlinie „Dicker Draht“. Nichtsdestotrotz sei bereits hier anzumerken, dass eine Neugestaltung der Aktorik, des Magnetkreises oder der Erregerspule eine Anpassung des zu entwickelnden Werkzeugs benötigt. Wie zuvor bewiesen, unterliegt der Einfluss der Aktorik auf das Bremsmoment vielen, schwer zu abstrahierenden Größen.

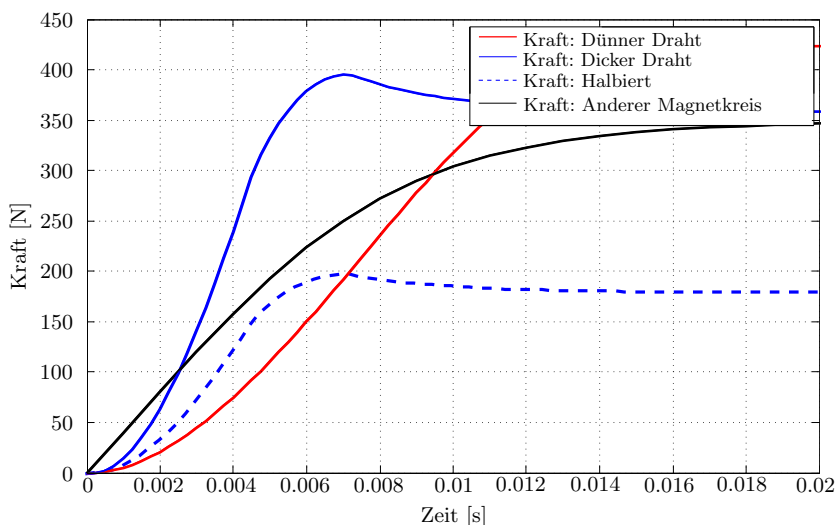


Abbildung 6.8: Einfluss der Aktoreigenschaften „Drahtstärke und Magnetkreis“ auf das Gesamtverhalten

6.1.4 Massenträgheit der Sonnenwelle

Nach der Getriebeübersetzung, der Getriebereibung und dem über die Sonnenwelle ins Getriebe induzierten Bremsmoment, wird als letzte Eingangsgröße der Einfluss der Massenträgheiten von und an der Sonnenwelle selbst

untersucht. Hierbei wird die Sonnenwelle als Verbundsystem betrachtet, welches aus der Sonnenwelle selbst, der Bremsscheibe und einem Kopplungselement besteht. Über die direkte Ankopplung an das Stellgetriebe sind zudem die Einflüsse der Trägheiten des Hohlrades mit Nockenwelle und der Planetenräder zu betrachten. Diese Bilanz errechnet sich in Anlehnung an [Pammeler, 2014] zu:

$$J_1 \cdot \dot{\omega}_1 + J_{2red} \cdot \dot{\omega}_1 + J_{Pred} \cdot \dot{\omega}_1 + (J_{Sred} \cdot \dot{\omega}_1) = M_S, \quad (6.37)$$

wobei M_S das Summenmoment aller intern und extern wirkenden Momente an der Sonnenwelle darstellt, welches sich nach den Abschnitten 6.1.1, 6.1.2 und 6.1.3 aus den reduzierten Größen der Wechsellmomente der Nockenwelle, der Getriebereibung und dem Antriebsmoment der Kurbelwelle, jedoch überwiegend aus dem Bremsmoment zusammensetzt. Das Trägheitsmoment der Stegwelle ergibt sich zumeist zu Null, da bei konstanter Drehzahl keine Winkelbeschleunigung auftritt. Die Trägheitsmomente J_{2red} , J_{Pred} und J_{Sred} sind die nach der Übersetzung auf die Sonnenwelle reduzierten Trägheitsmomente von Welle „2“, den Planeten und der Stegwelle. Dieser Zusammenhang gilt lediglich für die Annahme, dass die kinetische Energie der jeweiligen Welle erhalten bleibt [Schlecht, 2010]. Hierüber folgt der Zusammenhang

$$J_{2red} = J_2 \cdot \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 = J_2 \cdot \frac{1}{i_{12}^2} \quad (6.38)$$

für die Reduzierung der Nockenwellenmomente auf die Sonnenwelle und analog

$$J_{Pred} = J_P \cdot \left(\frac{\omega_P}{\omega_1} \right)^2 = J_P \cdot \frac{1}{i_{1P}^2}, \quad (6.39)$$

$$J_{Sred} = J_S \cdot \left(\frac{\omega_S}{\omega_1} \right)^2 = J_S \cdot \frac{1}{i_{1S}^2}, \quad (6.40)$$

mit $i_{1P} = n'_P/n'_1$ und $i_{1S} = n_S/n_1 = 1/(1 - i_{12})$, wobei die Planeten auf der Stegwelle gelagert sind und somit $i_{1S} = i_{1P}$ gilt. Durch Einsetzen von Gleichung 6.38 und 6.40 in Gleichung 6.37 berechnet sich der Drallsatz für

das Verbundsystem zu

$$J_1 \cdot \dot{\omega}_1 + J_2 \cdot \frac{1}{i_{12}^2} \cdot \dot{\omega}_1 + J_P \cdot (1 - i_{12})^2 \cdot \dot{\omega}_1 + (J_S \cdot (1 - i_{12})^2 \cdot \dot{\omega}_1) = M_1, \quad (6.41)$$

wobei allgemein

$$J = \sum_{k=1}^K m_k r_{k,\perp}^2 \quad (6.42)$$

gilt. Die konstruktionsbedingt am leichtesten zu verändernde Größe stellt das Verbundsystem der Sonnenwelle dar. Zum einen hat ihre Dimensionsänderung im Idealfall keinerlei Einfluss auf die Getriebegeometrie, zum anderen ist die Sonnenwelle lediglich via Steckverbindung an das Getriebe angekoppelt. Sie kann also relativ leicht am Verbrennungsmotor getauscht werden. Um nun eine Verdopplung des Trägheitsmoments zu erreichen, könnte beispielsweise die Körpermasse m_k verdoppelt werden. Für den Radius r_k hingegen reicht, für die selbe Änderung, eine Anpassung um das $\sqrt{2}$ -Fache. Da der Radius der Bremsscheibe einem Vielfachen des Radius der Sonnenwelle entspricht, ist dieser die entscheidende Stellgröße für Veränderungen. Die Sonnenwelle müsste für eine äquivalente Anpassung überproportional ausgelegt werden, was ohne Neugestaltungen im Getriebe nicht möglich wäre. Nichtsdestotrotz ist der Radius eine bauraumrelevante Größe und ebenfalls nicht unendlich veränderbar. Das Intervall der Untersuchung ist daher auf die in Tabelle 6.1 aufgeführten Grenzen limitiert.

Wird das Trägheitsmoment auf den maximalen Wert erhöht, so verändert sich das Stellverhalten zu Gunsten der Regelgüte. Dieser Zusammenhang folgt aus dem Drallsatz aus Gleichung 6.41. Für eine konstante Summenbilanz der Erregermomente bedeutet eine Verdopplung der Trägheit eine Halbierung der Winkelbeschleunigung. In Abbildung 6.9 ist dieser Effekt als deutliche Dämpfung wahrzunehmen. Neben der reduzierten Schwingweite verbessert sich auch geringfügig die Verstellgeschwindigkeit nach „Früh“. Dies beruht ebenfalls auf dem nun geringeren Einfluss der Wechsellmomente der Nockenwelle, welche eine winkelabhängige Negativbeschleunigung bewirken. Durch die Dämpfung verlangsamen sich die Geschwindigkeit der Spätverstellung sowie die anschließende Dauer, bis die Phasenlage wieder eingeregelt ist. Effektiv muss also mehr Energie in das Verbundsystem 'Son-

nenwelle' induziert werden, bis eine Relativbewegung entsteht.

Zusammengefasst folgt durch die alleinige Veränderung des Trägheitsmomentes also eine:

- Reduktion der Schwingweite,
- Erhöhung der Verstellgeschwindigkeit nach „Früh“ und
- Reduktion der Verstellgeschwindigkeit nach „Spät“.

6.1.5 Intervalle der Eingangsparameter

Wie in den vorherigen Abschnitten 6.1.1 - 6.1.4 aufgeführt, sind die Eingangsparameter in sinnvollen Größen zu wählen. Zwar ermöglichen die in Abschnitt 5 ausgelegten Modelle eine simulative Betrachtung jeder Größenordnungen, verfehlen jedoch jeden konstruktiv realistischen Rahmen. Hierzu werden die Grenzen nach Tabelle 6.1 gebildet:

	von	bis
Getriebeübersetzung	30 %	120 %
Getriebereibung	50 %	200 %
Bremsmoment	50 %	150 %
Massenträgheit der Sonnenwelle	10 %	200 %

Tabelle 6.1: Vordefinierte Intervalle der Eingangsgrößen

Eine Vergrößerung der Getriebeübersetzung bedeutet eine Verlangsamung der Spätverstellung. Ab ca. 120 % Getriebeübersetzung kommt die Verstellgeschwindigkeit nicht mehr den Werten aus Abbildung 3.7 nahe. Diese sind jedoch entscheidend für die Erreichung der in Kapitel 4 definierten Anforderungen. Eine Verkleinerung hingegen erhöht zwar die Verstellgeschwindigkeit nach „Spät“, führt aber zu einem höheren Mindestenergieeintrag der Reibbremse, damit die Gleichungen 6.13, 6.14 und 6.15 weiterhin erfüllt bleiben. Die Mindestübersetzung ist daher auf ≥ 30 % begrenzt.

Die Reibung des Getriebes wird im Intervall von 50 % bis 200 % verändert. Die Basis-Variante (100 %) ist bereits reibungsoptimiert. Diese basiert notwendigerweise auf den potenziellen Anwendungsgebieten von Phasenstellern.

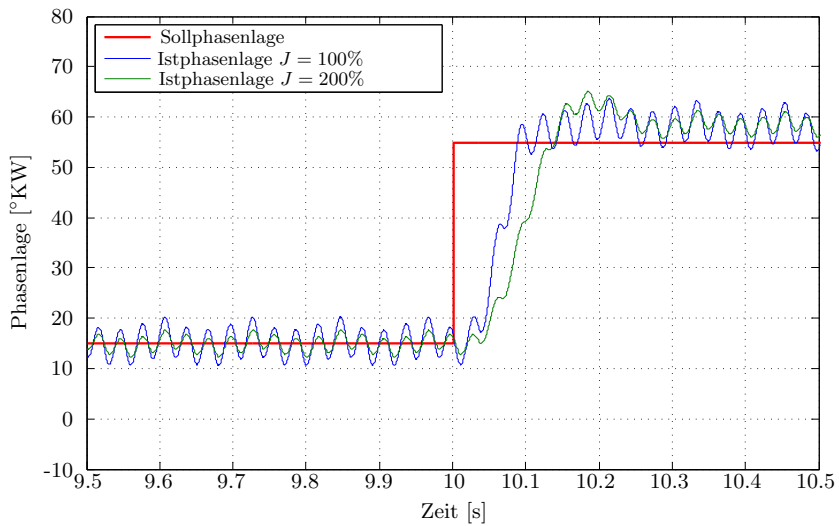
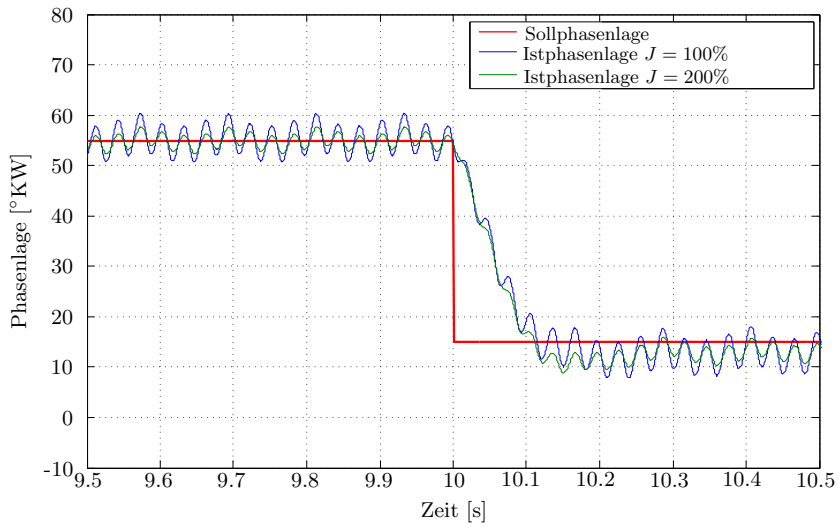


Abbildung 6.9: Änderung des Stellverhaltens durch Reduktion des Trägheitsmomentes

Gemäß der in Abschnitt 3.1.4 vorgestellten Ventilhubumschaltung, können in bestimmten Betriebssituationen die Ventilhübe reduziert werden (siehe Abschnitt A.1.2, Abbildung A.2 und A.3). Gleich wirkend bedeutet dies eine Reduktion der Wechsellmomente. Je niedriger diese ausfallen, desto geringer das innere Widerstandsmoment und folglich die (passive) Spätverstellung des Phasenstellers. Eine Verdoppelung der Reibung führt bereits zu einer überdeutlichen Veränderung der Verstellgeschwindigkeit. Abbildung A.9 zeigt den Verlauf bei niedrigen Drehzahlen und Raumtemperatur. Unter realen Bedingungen, also der Änderung der hydrodynamischen Reibung über der Drehzahl (Stribeck-Kurve) und der Temperatur (Arrhenius-Andrade-Beziehung), ist sogar ein Verharren des Phasenstellers im Frühanschlag möglich. Hierbei ist das innere Reibungsmoment größer als das Wechsellmoment der Nockenwelle.

Die Grenzen des Bremsmomentes liegen im Intervall von 50 % - 150 %. Für die untere Grenze ist logischerweise die Betriebsfähigkeit des Gesamtsystems 'Phasensteller' verantwortlich. Da die aktuelle Auslegung gewisse Leistungsreserven besitzt, ist für die Untersuchungen unterschiedlicher Stopp-/Start-Strategien eine Reduktion des Bremsmomentes auf ≥ 50 % möglich. Für den gesamten Anwendungsfall, unter Berücksichtigung von hohen Drehzahl-niveaus oder starken Grenztemperaturen (Kaltlauf, oder Vollastfahrt), ist diese Betrachtung jedoch nur bedingt sinnvoll. Eine Erhöhung des Bremsmomentes bedeutet eine Erhöhung der Leistungsreserven. In Verbindung mit anderen Anpassungen, wie der Senkung der Getriebeübersetzung, kann dadurch eine Verbesserung des Gesamtverhaltens erreicht werden. Auf Grund der bereits vorhandenen Reserven wird die obere Grenze auf 150 % festgelegt.

Das Trägheitsmoment des Verbundsystems „Sonnenwelle“ wird im Intervall von 10 % - 200 % betrachtet. Eine Verdopplung bedeutet eine Massen- und/oder Radienvergrößerung. Im Rahmen derer wird mehr Bauraum benötigt. Phasensteller werden stirnseitig montiert. Sie stellen folglich den äußeren Eckpunkt des Verbrennungsmotors dar. Je größer diese ausfallen, desto mehr muss der Zylinderkopf stirnseitig erweitert werden. Für längs verbaute Antriebe bedeutet jeder Zentimeter mehr ein erhöhtes Verletzungsrisiko für Passanten im Kollisionsfall [Daimler AG, 2014]. Auch im Rahmen der Modularität hat sich das Stellsystem an dem kleinsten Einbauszenario zu

orientieren. Darauf basierend ist eine Vergrößerung oberhalb von 200 % unrealistisch. Im Gegenzug kann die Trägheit beliebig reduziert werden. Der Einfluss der Trägheit wird somit bis auf einen Wert von $\geq 10\%$ untersucht.

6.2 Variation der Eingangsgrößen

Zur Bewertung und Abbildung der Parametervariationen auf die jeweiligen Stopp-/Start-Szenarien werden die nachfolgenden Untersuchungen für eine einheitliche Sequenz durchgeführt. Diese entspricht einem doppelten Phasensprung, wobei der Fokus speziell auf die vier grau-hinterlegten Bereiche in Abbildung 6.10 gelegt ist. Generell wird zwischen der Schwingweite und

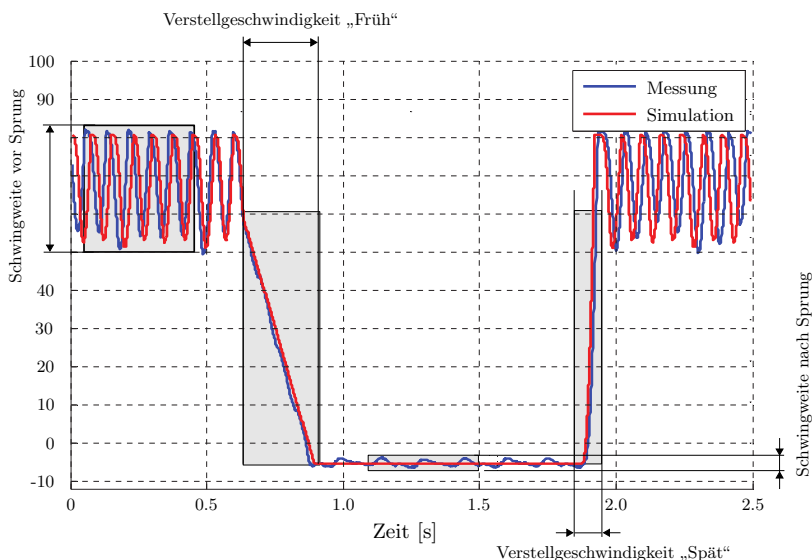


Abbildung 6.10: Definition der aussagekräftigen Messpunkte für die einheitliche Parameteranalyse

der Stellgeschwindigkeit unterschieden. Die Schwingweite wird jeweils vor und nach dem Sprung betrachtet, bei der Verstellgeschwindigkeit erfolgt die Unterscheidung nach der Verstellrichtung. Als Ausgangslage wird die 100%-Konfiguration der Eingangsgrößen gewählt. Die Variation erfolgt innerhalb der Intervalle aus Tabelle 6.1. Dabei werden die Parameter mit einer Schritt-

weite von

- Getriebeübersetzung: 5 %,
- Getriebereibung: 50 %,
- Bremsmoment: 10 % und
- Massenträgheit der Sonnenwelle 5 %

verändert. Dies entspricht einer Menge an Faktorkombinationen von $19 \cdot 4 \cdot 11 \cdot 39 = 32604$. Abbildung 6.11 zeigt eine Voruntersuchung des Reibungseinflusses. Im oberen Diagramm ist die Schwingungsamplitude dargestellt, im unteren die Verstellgeschwindigkeit. Hierbei zeigt sich für die jeweiligen Größen eine quasi lineare Veränderung. Die Schwingweite vor und nach dem Phasensprung ist identisch. Somit kann der Reibungseinfluss auf das Schwingverhalten über den Zusammenhang

$$f(M_{RSW}) = SW_{100} \cdot (-0.0031x_{Reib} + 1.3332) \quad (6.43)$$

dargestellt werden, wobei x_{Reib} der prozentualen Skalierung des Reibmomentes und SW_{100} der Schwingweite der Ausgangslage entspricht. Der Korrelationskoeffizient des Bestimmtheitsmaßes beträgt $R_{RSW}^2 = 0.991$. Die Verstellgeschwindigkeit ändert sich in Abhängigkeit von der Verstellrichtung (siehe Abschnitt 6.1.2). Dabei wird die Verstellung nach „Früh“ mit dem linearen Zusammenhang

$$f(M_{RVF}) = V_{F100} \cdot (0.0008x_{Reib} + 0.9203) \quad (6.44)$$

und in Richtung „Spät“ mit

$$f(M_{RVS}) = V_{S100} \cdot (-0.0025x_{Reib} + 1.2713) \quad (6.45)$$

abgebildet. Die jeweiligen Korrelationskoeffizienten betragen $R_{RVF}^2 = 0.9963$ und $R_{RVS}^2 = 0.9926$. V_{F100} und V_{S100} repräsentieren dabei die Ausgangsverstellgeschwindigkeiten nach „Früh“ bzw. „Spät“.

Durch diese Voruntersuchung lässt sich die Anzahl der Faktorkombinationen auf 8151 reduzieren. Zur weiteren Reduktion der Faktorkombinationen wird das Bremsmoment untersucht. Abbildung 6.12 zeigt den Einfluss des

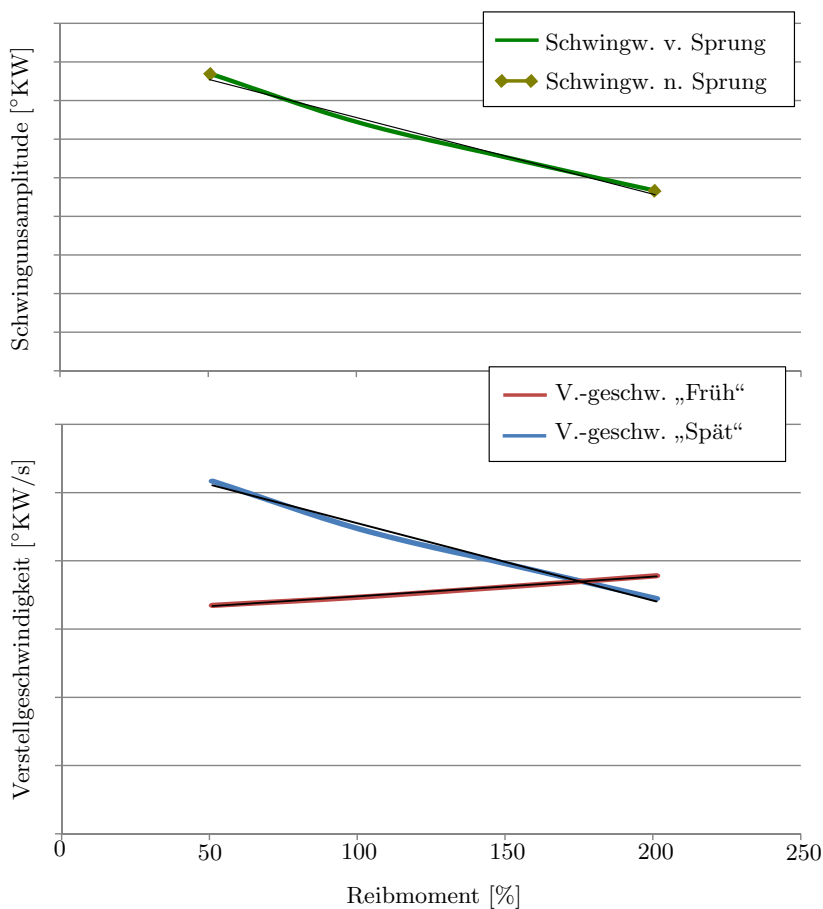


Abbildung 6.11: Verlauf der Schwingweitenänderung und Verstellgeschwindigkeit bei unterschiedlichen Lagerreibungen

Bremsmomentes. Dabei ändern sich die Schwingverläufe sowie die Verstellgeschwindigkeit erneut nahezu linear. Die Änderungen der Schwingweiten vor und nach dem Sprung werden durch

$$f(M_{BSW_v}) = SW_{v100} \cdot (-0.0005x_{MB} + 1.0524) \quad (6.46)$$

$$(6.47)$$

und

$$f(M_{BSW_n}) = SW_{n100} \cdot (-0.0005x_{MB} + 1.0557) \quad (6.48)$$

beschrieben und besitzen die Bestimmtheitsmaße $R_{BSW_v}^2 = 0.9923$ und $R_{BSW_n}^2 = 0.973$. Gleichung 6.49 gibt die Funktion der Verstellgeschwindigkeit nach „Spät“ wieder. Diese besitzt das Bestimmtheitsmaß $R_{BVS}^2 = 0.9946$.

$$f(M_{BVS}) = V_{S100} \cdot (0.0003x_{MB} + 0.9672) \quad (6.49)$$

Bei der Verstellung nach Früh, also der aktiven Verstellrichtung, kommt es bei kleinen Bremsmomenten zu Einbußen der Verstellperformance. Dies folgt aus der Wirkungsweise des Getriebes, in dem über das Bremsen der Sonnenwelle die Nockenwelle beschleunigt wird. Ist das übersetzte Moment auf der Sonnenwelle jedoch kurzzeitig größer als das Bremsmoment, so rutscht die Bremsscheibe durch, wodurch die Nockenwelle wieder verlangsamt wird. Daraus folgt der Zusammenhang

$$f(M_{BVF}) = V_{F100} \cdot (0.97748675 \cdot e^{(6.57221 \cdot 10^{-7} \cdot x_{MB})} - \dots - 1.0146 \cdot 10^{14} \cdot e^{(-0.00194922 \cdot x_{MB})}) \quad (6.50)$$

dessen Korrelationskoeffizient $R_{BVF}^2 = 1$ entspricht. Die zu untersuchende Menge an Faktorkombinationen reduziert sich letztlich auf 741. Um diese zu berechnen, wird das Modell aus Abschnitt 5 durch einen externen Algorithmus innerhalb von zwei Schleifenfunktionen aufgerufen und pro Iterationsschritt mit neuen Größen für das Trägheitsmoment und das Übersetzungsverhältnis bedatet. Dadurch kann die Berechnung automatisiert durchgeführt werden. Die auf die 100%-Ausgangslage normierten Ergebnisse dieser Untersuchungen zeigen die Tabellen A.5 - A.12. Tabelle A.5 und A.6 sind zusammengehörig und beschreiben die normierte Schwingweite vor dem

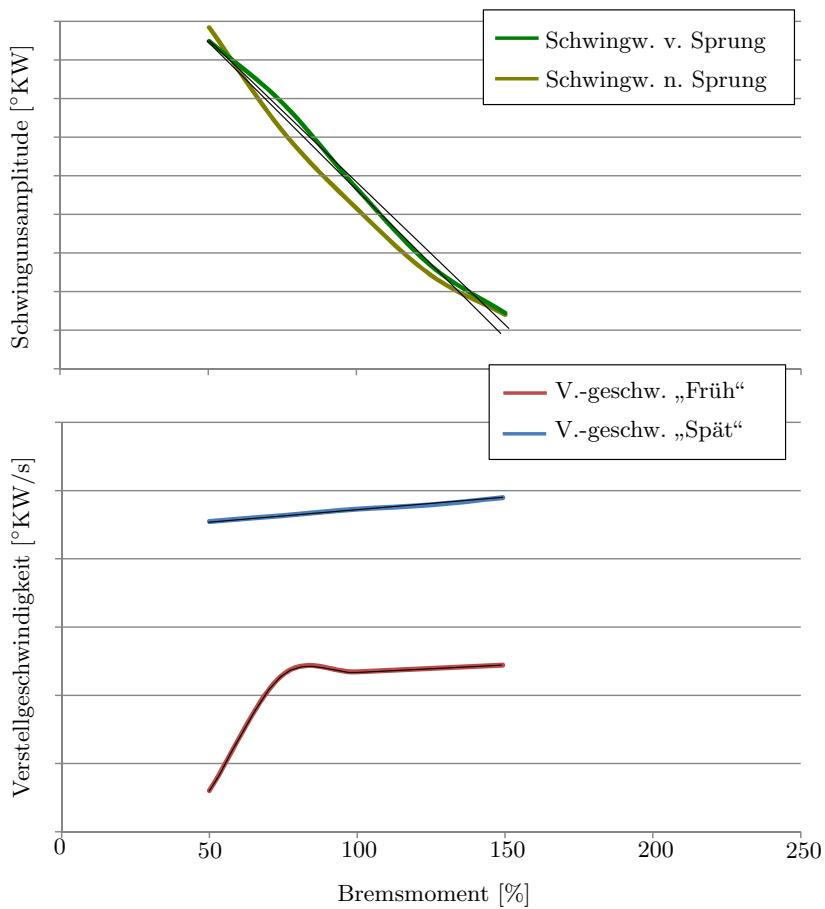


Abbildung 6.12: Verlauf der Schwingweitenänderung und Verstellgeschwindigkeit bei unterschiedlichen Bremsmomenten

Sprung. Ein Zahlenwert ungleich „0“ besagt, wie groß die relative Abweichung der neuen Schwingweite zur Ausgangslage ist, wobei Zahlenwerte <0 eine Verkleinerung und Zahlenwerte >0 eine Vergrößerung der Phasenschwingung bedeuten. Die Änderungen der Schwingweiten nach dem Sprung zeigen die ebenfalls zusammengehörigen Tabellen A.7 und A.8. Auf Grund von Unplausibilitäten in den Messwerten sind einige Felder ohne Eintrag. Abbildung 6.13 zeigt den Vergleich einer plausiblen mit einer unplausiblen Messung. Bei der plausiblen Messung ist eine Unterteilung in die jeweiligen Messbereiche eindeutig möglich. So können die Schwingweiten und Verstellgeschwindigkeiten des doppelten Phasensprunges genau ermittelt werden. Die unplausible Messung hingegen verletzt schon frühzeitig diese Grenzen: Durch die dargestellte Parameterkonfiguration folgt, dass eine Verstellung nicht mehr möglich ist. Für $t \rightarrow \infty$ geht die Verstellgeschwindigkeit folglich gegen Null. Der Übersicht halber werden diese Zahlenwerte also ausgelassen. Dasselbe gilt folglich auch für die in den Tabellen A.9 - A.12 darge-

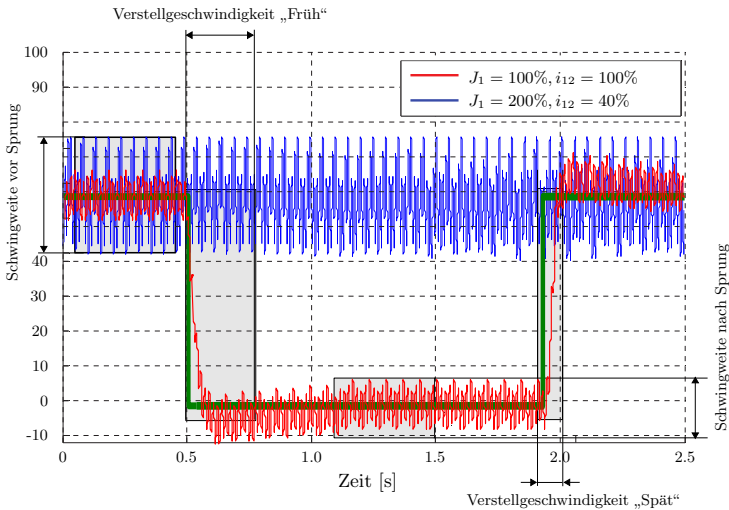


Abbildung 6.13: Vergleich einer plausiblen Messung mit einer unplausiblen

stellten Verstellgeschwindigkeiten. Abbildung 6.14 zeigt den Zusammenhang aus Trägheitsmoment und Übersetzung im Bezug auf die Schwingweite des Phasenstellers. Dabei fällt auf, dass bis auf minimale Abweichungen die Ver-

läufe einer Polynomfunktion entsprechen. Aus dieser Erkenntnis folgt der

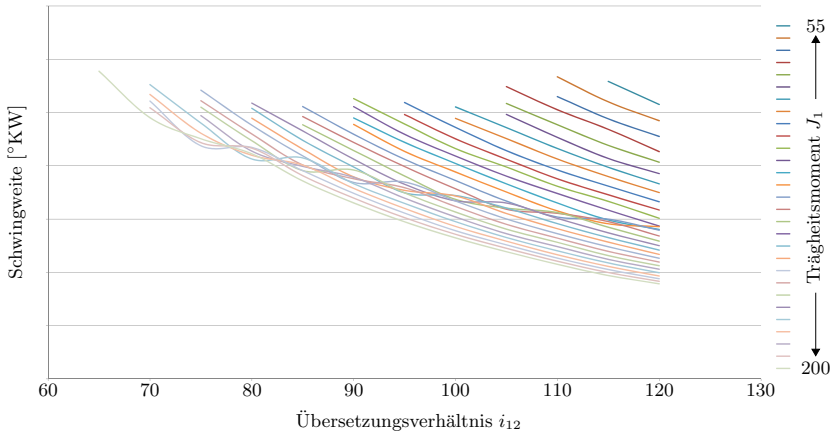


Abbildung 6.14: Zusammenhang aus Trägheitsmoment und Übersetzungsverhältnis im Bezug auf die Schwingweite des Phasenstellers

Zusammenhang:

$$SW_{J_1/i_{12}} = \frac{SW_{100} \cdot 100^3}{J_1 \cdot i_{12}^2}, \quad (6.51)$$

wobei J_1 und i_{12} jeweils in Prozent angegeben werden. Auftragen der approximierten Lösung führt zu Abbildung 6.15. Die mittlere Abweichung liegt bei -3,40145%. Durch das gleichmäßige Verhalten der mittleren Schwingweiten vor und nach dem Sprung, ist Gleichung 6.51 für beide Fälle gültig. Zur allgemeinen Untersuchung der Schwingweite im Bezug auf Reibungseinflüsse, unterschiedliche Brems- und Trägheitsmomente sowie Übersetzungsverhältnisse muss ein allgemeingültiger Zusammenhang aller Eingangsgrößen auf die Schwingweite gebildet werden. Hierzu wird für die Schwingweite vor dem Sprung das Produkt aus den Gleichungen 6.43, 6.47 und 6.51 gebildet und für die Schwingweite nach dem Sprung, das Produkt aus 6.43, 6.48 und

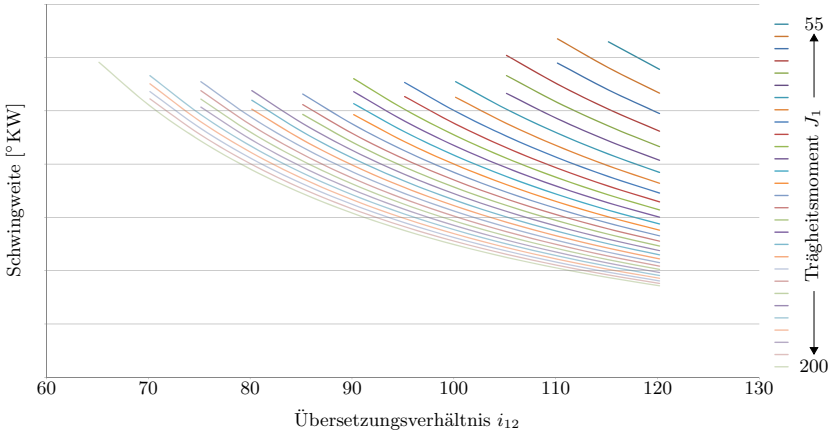


Abbildung 6.15: Approximierter Zusammenhang aus Trägheitsmoment und Übersetzungsverhältnis im Bezug auf die Schwingweite des Phasenstellers

6.51, was final zu:

$$SW_{v_{J1/i12}} = SW_{100} \cdot \left(\frac{100^3}{J_1 \cdot i_{12}^2} \cdot (-0.0031x_{Reib} + 1.3332) \cdot \dots \right. \\ \left. \cdot (-0.0005x_{MB} + 1.0524) \right) \quad (6.52)$$

und

$$SW_{n_{J1/i12}} = SW_{100} \cdot \left(\frac{100^3}{J_1 \cdot i_{12}^2} \cdot (-0.0031x_{Reib} + 1.3332) \cdot \dots \right. \\ \left. \cdot (-0.0005x_{MB} + 1.0557) \right) \quad (6.53)$$

führt. Als nächstes wird die Stellgeschwindigkeit betrachtet. Die Tabellen A.9 und A.10 beschreiben die Geschwindigkeitsänderungen der Frühverstellung. Bei spaltenweisem Vergleich der einzelnen Einträge fällt auf, dass der Einfluss des Trägheitsmomentes sehr klein ist. Zwar liegt dieser lediglich im einstelligen Prozentbereich, folgt jedoch aus der Änderung der Schwingweiten. Abbildung 6.9 beweist diesen Zusammenhang: Durch die kleinere

Schwingungsamplitude im Verstellvorgang erreicht die Phasenlage unwesentlich früher ihre Ausgangsposition. Die automatisierte Auswertung berechnet die Verstellgeschwindigkeit aus den Punkten „Sprung der Sollphasenlage“ und „Erreichen der Sollphasenlage“. Dies führt dazu, dass sich für zwei Sprünge mit faktisch gleichen Gradienten, jedoch unterschiedlichen Schwingungsamplituden, unterschiedliche Verstellgeschwindigkeiten ergeben. Der Aussagewert bleibt dennoch erhalten: Die Änderung des Trägheitsmomentes beeinflusst nur geringfügig die Verstellgeschwindigkeit nach „Früh“. Das Prinzip der Wirkungsweise passiver elektromechanischer Phasensteller bestätigt dies ebenfalls: Sobald die Bremse geschlossen ist, steht die Bremscheibe und die Nockenwelle beschleunigt mit maximalem Gradienten nach „Früh“. Folglich ist die Masse, deren Trägheit variiert wird, im Stillstand. Der Einfluss des Trägheitsmomentes spielt somit keine Rolle mehr. Die Streuungen werden nachfolgend somit als vernachlässigbar definiert. Daraus folgt, dass die Führungsgröße zur Abbildung der Verstellgeschwindigkeit nach „Früh“ das Übersetzungsverhältnis ist. Abbildung 6.16 zeigt die jeweiligen Verläufe der Verstellgeschwindigkeiten, Abbildung 6.17 die dazugehörige Approximation. Im Gegensatz zu der vorherigen Approximation zeigt sich

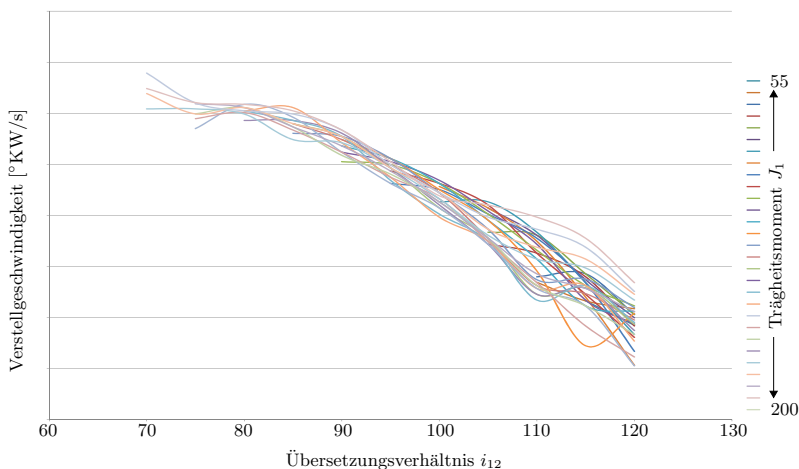


Abbildung 6.16: Zusammenhang aus Trägheitsmoment und Übersetzungsverhältnis im Bezug auf die Verstellgeschwindigkeit nach „Früh“

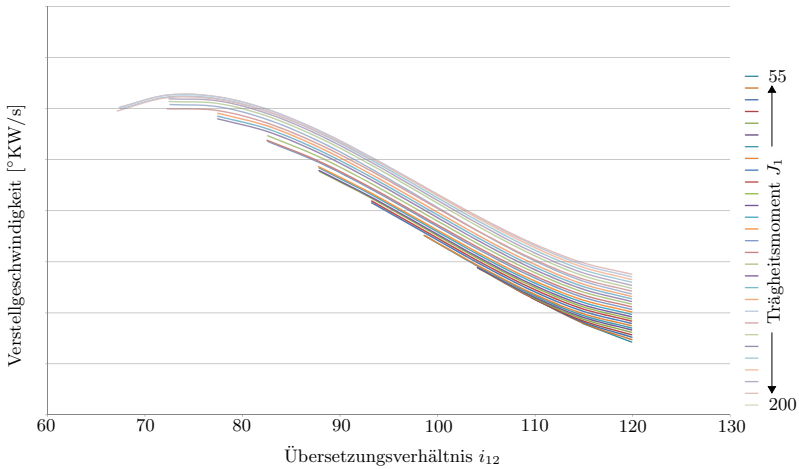


Abbildung 6.17: Approximierter Zusammenhang aus Trägheitsmoment und Übersetzungsverhältnis im Bezug auf die Verstellgeschwindigkeit nach „Früh“

hier eine deutlich größere Abweichung der Kennlinien. Diese folgt aus der aufgezeigten Problematik, dass die Verstellgeschwindigkeiten in gewissen Grenzen streuen. Dadurch werden die Verläufe nichtlinear. Eine Maßnahme zur Korrektur könnte durch das Vergrößern der Intervallschritte erreicht werden. Eine weitere Möglichkeit wäre das vorherige Glätten der Verläufe. Beides verändert zwar die exakten Zahlenwerte, nicht jedoch die Aussage des Ergebnisses: Zur Bewertung der Güte von Stopp-/Start-Strategien spielen die Verstellgeschwindigkeiten eine wichtige Rolle. Die Funktionsweise der jeweiligen Systeme ist für die 100%-Variante bekannt. Die Änderung einer Eingangsgröße bewirkt also eine Tendenz, nach der sich der Ausgang verschiebt. Wird nun also beispielsweise das Übersetzungsverhältnis verringert, so steigt die Verstellgeschwindigkeit. Ein nun vorhandener Fehler im unteren Prozentbereich führt letztlich zwar nicht mehr zur exakten nominellen Aussage, liefert aber dennoch auf Grund eindeutiger Tendenzen einen Ergebniswert mit ausreichender Genauigkeit. Die mathematische Abbildung

der Verstellung nach „Früh“ wird über den Zusammenhang:

$$V_{F1J1/i12}=V_{F100} \cdot \left(1 \cdot 10^{-6} \cdot i_{12}^3 - 3 \cdot 10^{-4} \cdot i_{12}^2 + 0.0281 \cdot i_{12} + 0.1911\right) \tag{6.54}$$

beschrieben. Das Produkt aus Gleichung 6.54 mit dem Zusammenhang des Reibmomentes (Gleichung 6.44) und des Bremsmomentes (Gleichung 6.50) führt letztlich zu dem Gesamtausdruck:

$$V_{FJ1/i12}=V_{F100} \cdot \left(\left(1 \cdot 10^{-6} \cdot i_{12}^3 - 3 \cdot 10^{-4} \cdot i_{12}^2 + 0.0281 \cdot i_{12} + \dots \right. \right. \\ \left. \left. + 0.1911 \right) \cdot (0.0008x_{Reib} + 0.9203) \cdot (0.97748675 \cdot \dots \right. \\ \left. \left. e^{(6.57221 \cdot 10^{-7} \cdot x_{MB})} - 1.0146 \cdot 10^{14} \cdot e^{(-0.00194922 \cdot x_{MB})} \right) \right)$$

(6.55)

Tabelle 6.2 zeigt eine stochastische Überprüfung der Gleichung, für willkürliche Paramenterkonfigurationen: Die relative Abweichung der Approximation

Tabelle 6.2: Validation der Approximationsgleichung 6.55 in [%] anhand von Simulationsergebnissen

Parameter	J_1	200	185	135	170	80
	i_12	120	70	115	75	110
	x_MB	50	90	150	100	70
	x_Reib	100	70	50	90	160
V_{Approx}	„Früh“	76.85	100.96	94.96	102.60	101.15
V_{Simul}	„Früh“	78.62	102.22	94.55	101.35	99.88
Rel. Fehler		1.77	1.26	-0.41	-1.25	-1.27

zur Simulation ist stets < 2%. Damit ist die Gesamtgleichung zur Abbildung der Verstellgeschwindigkeit nach „Früh“ ausreichend genau dargestellt. Die Ergebnisse der Spätverstellungen zeigen die zusammengehörigen Tabellen A.11 und A.12. Abbildung 6.18 beschreibt den realen Verlauf der Verstellgeschwindigkeit nach „Spät“ bei Änderung des Übersetzungsverhältnisses und des Trägheitsmomentes. Zur Ermittlung des mathematischen Zusammenhanges muss zunächst die Bedeutung des Funktionsverlaufs untersucht werden. Hierbei fällt auf, dass es regelmäßige Sprünge in der Funktion gibt. Eine detaillierte Auflösung der Sprungstellen zeigt Abbildung 6.19. Diese

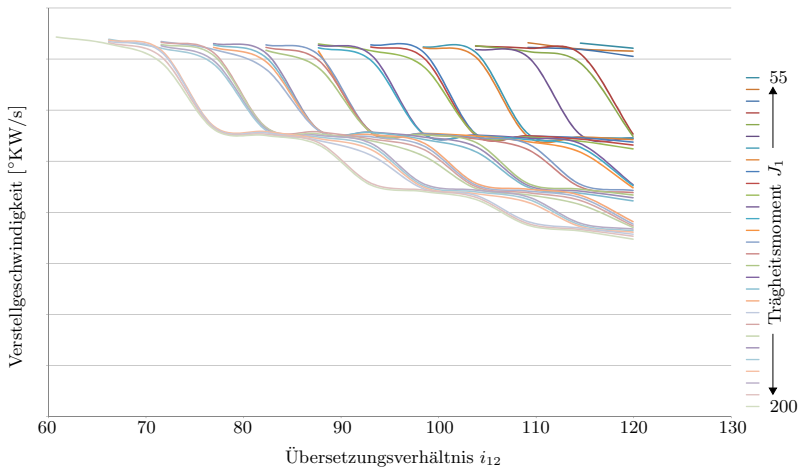


Abbildung 6.18: Zusammenhang aus Trägheitsmoment und Übersetzungsverhältnis im Bezug auf die Verstellgeschwindigkeit nach „Spät“

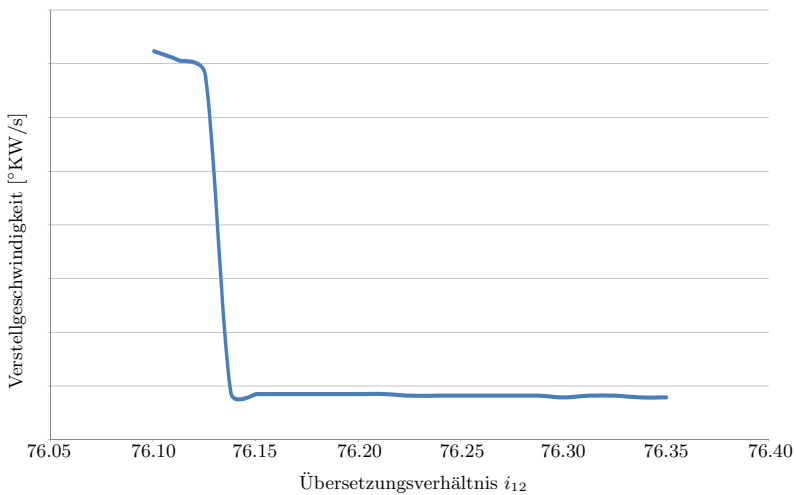


Abbildung 6.19: Detailbetrachtung der Sprungstellen der Verläufe aus Abbildung 6.18

legt dar, dass zwischen 76.1 % und 76.15 % eine deutliche Reduktion der Verstellgeschwindigkeit auftreten soll, was aus physikalischer Sicht jedoch absolut unlogisch scheint. Eine Betrachtung der Sprungfunktion liefert jedoch Klarheit über dieses Phänomen. Ein Vergleich beider Funktionen zeigt das Manko der automatisierten Auswertung: Wie eingangs definiert, setzt sich die Verstellgeschwindigkeit aus dem Quotienten aus Sprungweite und Sprungdauer zusammen. Dabei wird der Zeitpunkt des ersten Erreichens der Sollphase benutzt, um die Geschwindigkeit zu berechnen. Abbildung 6.20 zeigt die beiden Verläufe vor und nach der angeblichen Sprungstelle. Es zeigt sich, dass die Verstellgeschwindigkeit eine lineare Veränderung er-

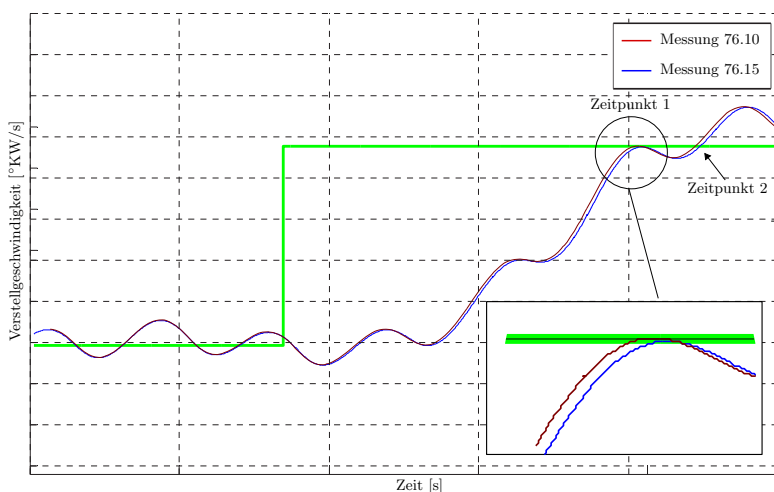


Abbildung 6.20: Detailbetrachtung der Verläufe vor und nach der Sprungstelle aus Abbildung 6.19

fährt. Die Sprungstelle basiert also auf der Tatsache, dass ab einem gewissen Übersetzungsverhältnis die Sollphasenlage gerade eben verfehlt („Zeitpunkt 1“) und somit erst im nachfolgenden Schwingen nach „Spät“ erreicht werden kann („Zeitpunkt 2“). Folglich entspricht der reale Verlauf der Änderung der in Abbildung 6.21 dargestellten Funktion. Dieser Verlauf ergibt sich aus dem

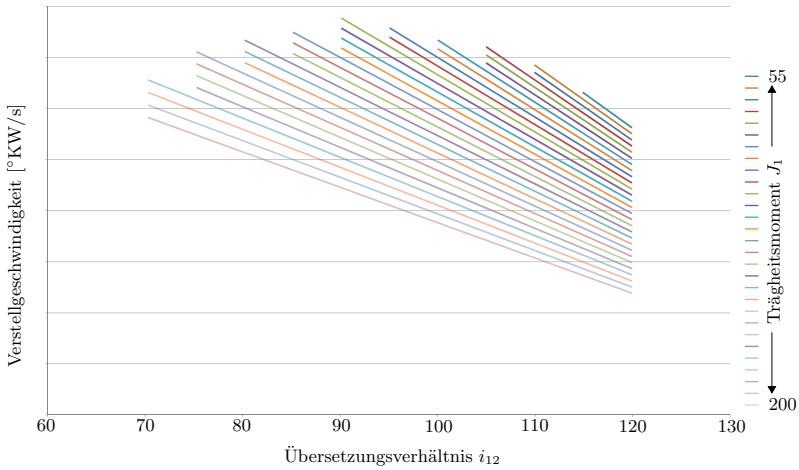


Abbildung 6.21: Approximierter Zusammenhang aus Trägheitsmoment und Übersetzungsverhältnis im Bezug auf die Verstellgeschwindigkeit nach „Spät“

Zusammenhang:

$$V_{S1J1/i12} = V_{F100} \cdot \left(\left(\frac{-139}{13750} \cdot i_{12} + \frac{18679}{11000} \right) \cdot \left(\frac{-137}{18125} \cdot J_1 + \frac{1821}{725} \right) \right) \quad (6.56)$$

Daraus lässt sich final die Gesamtgleichung zur Approximation der Verstellgeschwindigkeit nach „Spät“ bestimmen, mit:

$$V_{FJ1/i12} = V_{F100} \cdot \left(\left(\left(\frac{-139}{13750} \cdot i_{12} + \frac{18679}{11000} \right) \cdot \left(\frac{-137}{18125} \cdot J_1 + \frac{1821}{725} \right) \right) \cdot \dots \right. \\ \left. \cdot (-0.0025x_{Reib} + 1.2713) \cdot (0.0003x_{MB} + 0.9672) \right) \quad (6.57)$$

Eine Überprüfung der Gleichungen anhand willkürlicher Paramenterkonfigurationen zeigt Tabelle 6.3. Bei der Approximation der Verstellgeschwindigkeit nach „Spät“ ist diesmal die relative Abweichung nur noch $< 3.5\%$. Der Grund liegt in der aufgezeigten Auswertelogik, durch welche jedoch Sprungstellen entstehen, die zwar einem realen Phänomen entstammen, je-

Tabelle 6.3: Validation der Approximationsgleichung 6.55 in [%] anhand von Simulationsergebnissen

Parameter	J_1	200	55	200	170	55
	i_12	120	120	65	80	120
	x_MB	50	90	110	100	150
	x_Reib	100	200	100	700	160
V_{Approx}	„Spät“	45.29	72.58	101.59	100.82	83.47
V_{Simul}	„Spät“	46.39	75.63	102.37	104.29	86.03
Rel. Fehler		1.09	3.06	0.77	3.48	2.56

doch nicht dem physikalischen Verhalten entsprechen. Ausgehend davon ist auch die Gesamtgleichung zur Abbildung der Verstellgeschwindigkeit nach „Spät“ ausreichend genau dargestellt. Aus der mathematischen Beschreibung der Gesamtzusammenhänge können nun die Ausgangsgrößen bemessen werden.

6.3 Ausgangsgrößen

Die Ausgangsgrößen beschreiben den normierten Erfolg der jeweiligen Strategie. Ausgehend von der Basiskonfiguration der Phasensteller (100%-Variante der Eingangsgrößen) werden die Strategien bewertet und nach ihren wesentlichen Merkmalen aufgegliedert. Hierzu dienen die Untersuchungen aus Abschnitt 4.2. Wird also durch Änderung der Eingangskonfiguration eine Eigenschaft der Strategie verbessert (beispielsweise die Frühverstellung im Wiederstart), so ändert sich der anteilige Erfolg des Gesamtverhaltens. Damit der Aussagewert der prozentualen Änderung möglichst realitätsnah bleibt, wird der Nutzen einzelner Bereiche am Gesamtnutzen skaliert.

6.3.1 Durchführbarkeitsprädiktion des konventionellen Stopp-/Starts

Im konventionellen Stopp-/Start werden die Nockenwellen bei Seriensteuerzeiten verriegelt und abgestellt. Daraus folgt ein verhältnismäßig hoher Energieeintrag aus den ersten Verbrennungen. Wird diese Startstrategie beim Einsatz von passiven elektromechanischen Phasenstellern mit Verriegelung beibehalten, bedeutet dies ein äquivalentes, also 100%iges Ergebnis. Durch die Verriegelung wird erreicht, dass keinerlei Einflussgrößen der Stelleinrichtung zum Tragen kommen. Wird das Stellsystem ohne Verriegelung verbaut,

oder wird diese im Stopp-/Start deaktiviert, ändert sich das Startverhalten in Abhängigkeit von den Abstellphasenlagen und den physikalischen Änderungen am Phasensteller. Das nachfolgende Ablaufdiagramm (Abbildung 6.22) beschreibt die Startprozedur mit Fokus auf die ermittelten Problemstellungen aus Abschnitt 4.2. Die türkisfarbene Unterlegung symbolisiert stellertypspezifische Ausprägungen. Die magentafarbene Unterlegung Betriebsstrategien und die rot und grün eingefärbten Blöcke bewerten die Ergebnisse mit rot: „schlechter als zuvor“ und grün: „gleich oder besser als zuvor“. Die Werte der Startzeit basieren auf den Ergebnissen aus Abbildung 6.23. In der Ausgangsvariante erreicht der Wiederstart nach ungefähr 0,6 Sekunden die Motordrehzahl von 800 Umdrehungen pro Minute. Für den Stellbereich $<60^\circ\text{KW}$ und der Startstrategie „Früh/Früh“ wird diese Drehzahl erst nach 0,638 Sekunden erreicht. Dies entspricht einer Verschlechterung um ca. 6,33%. Wird die Auslasswelle aus „Spät“ gestartet, so dauert der anschließende Start 0,639 Sekunden. Daraus folgt die Startzeitverschlechterung von 6,5%. Da der Unterschied von Auslass „Früh“ zu Auslass „Spät“ $<0,2\%$ ist, werden diese Szenarien nicht weiter getrennt betrachtet. Zu beachten bleibt lediglich, dass ein Schlüsselstart aus „Spät“ lediglich durch geeignete Maßnahmen wie in Abschnitt A.3.2 oder A.3.7 beschrieben möglich ist. Aus dieser Betrachtung folgt zunächst der direkte Zusammenhang aus dem Vorhandensein einer Verriegelung auf die Startzeit:

$$f(kSS) = x_{verr} \cdot \frac{t_{Uv}}{t_{100}}, \quad (6.58)$$

wobei allgemein

$$x_{verr} = \begin{cases} 0, & \text{wenn Verriegelung vorhanden} \\ 1, & \text{wenn keine Verriegelung vorhanden} \end{cases} \quad (6.59)$$

gilt. Aus denen in Abschnitt 6.2 ermittelten Einflüssen der Eingänge folgen die weiteren Einflussgrößen, bezogen auf den konventionellen „Stopp-/Start“. Die Bewertung wird anhand Tabelle 4.6 durchgeführt. Daraus geht hervor, dass der Stopp-/Start unbeeinflusst von der Verstellgeschwindigkeit bleibt, die Schwingweite jedoch im gewissen Maße Einfluss nimmt. Nach den Zusammenhängen aus 6.52 und 6.53 bedeutet eine Erhöhung der Reibung oder des Bremsmomentes, der Übersetzung oder der Trägheit eine Reduktion der Schwingweite. Halbieren der Schwingweite, beispielsweise für $i_{12} = 110\%$,

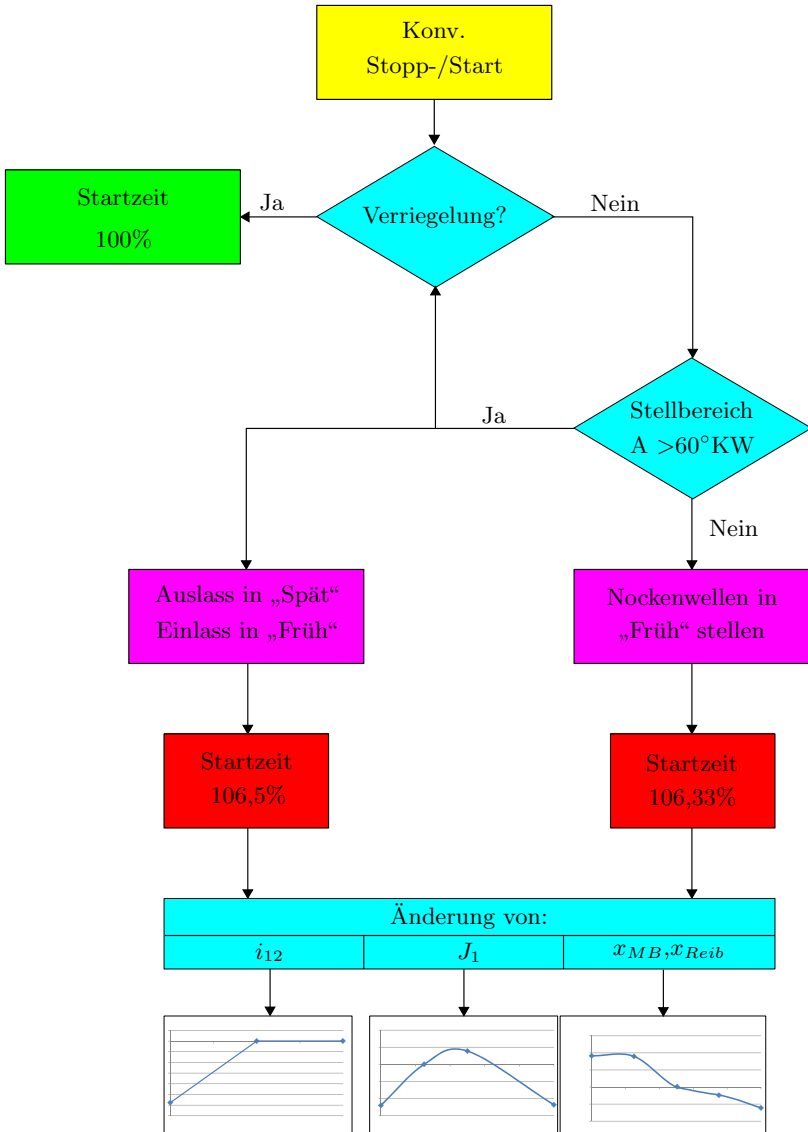


Abbildung 6.22: Ablaufdiagramm zur Bewertung des konventionellen Stopp-/Starts

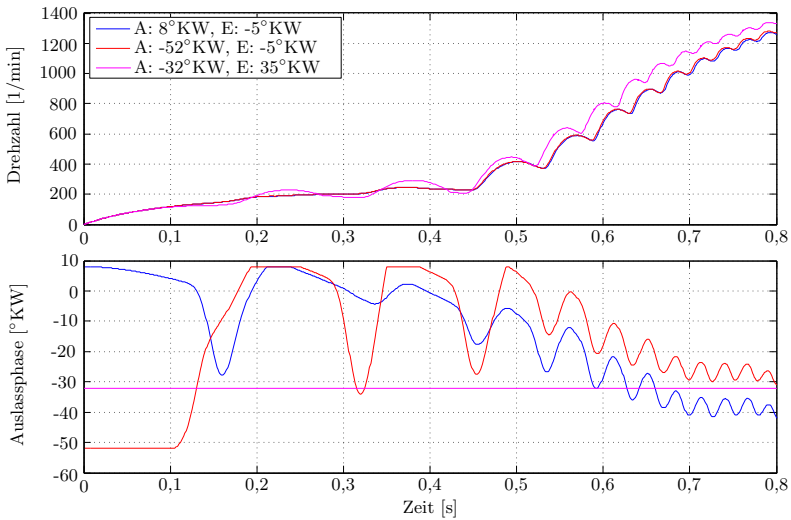


Abbildung 6.23: Einfluss unterschiedlicher Einlassphasenlagen auf die Startdauern im konventionellen Stopp-/Start

$J_1 = 175\%$, $x_{MB} = 150\%$ und $x_{Reib} = 100\%$, reduziert die Startdauer um ca. 6.58%. Dies geht aus Abbildung 6.24 hervor. Eine äquivalente Erhöhung der

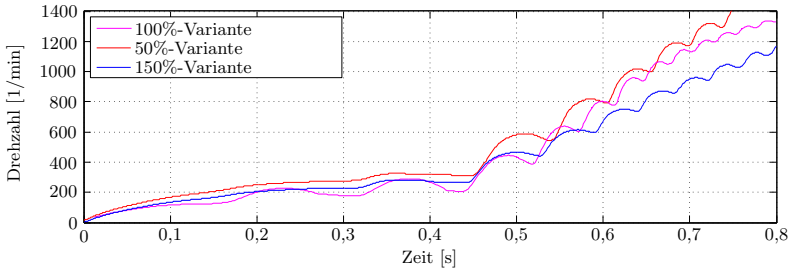


Abbildung 6.24: Einfluss der Schwingweite auf die Startdauer im konventionellen Stopp-/Start

Schwingweite führt zur Verzögerung des Hochlaufs um ca. 8.28%. Aus diesen und weiteren Messungen zur Definition der Verlaufsform ergibt sich letztlich der Zusammenhang aus Abbildung 6.25. Der Verlauf kann weitestgehend als

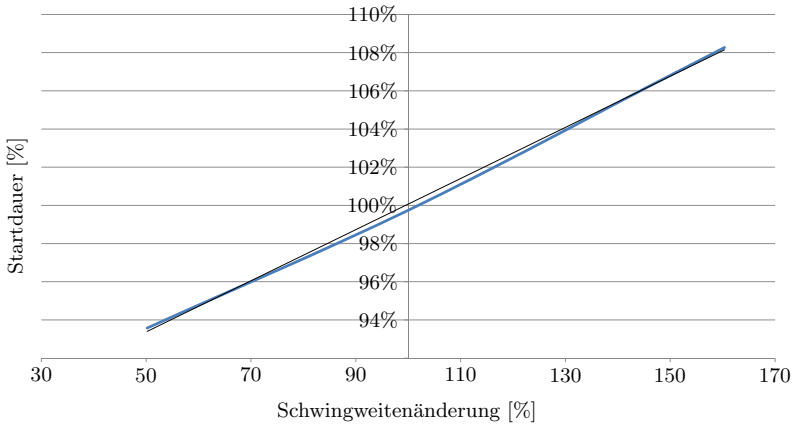


Abbildung 6.25: Einfluss der Schwingweite auf die Startdauer im konventionellen Stopp-/Start

linear angenommen werden. Die dem zugrunde liegende Gleichung ergibt sich zu:

$$\frac{t_{Uv}}{t_{100}} = 0.12 \cdot \left(\frac{SW^{n_{J1/i12}}}{SW_{100}} - 1 \right) + 1.0032, \quad (6.60)$$

wobei für die Schwingweite Gleichung 6.53 genutzt wird. Dies folgt aus der Tatsache, dass sich die Phasensteller zu Beginn des Starts in den jeweiligen Anschlägen befinden und direkt in eine Phasenverstellung übergehen. Einsetzen von Gleichung 6.60 in Gleichung 6.58 liefert die finale Gleichung für den konventionellen Stopp-/Start, mit:

$$f(kSS) = x_{verr} \cdot \left(0.12 \cdot \left(\frac{SW^{n_{J1/i12}}}{SW_{100}} - 1 \right) + 1.0032 \right). \quad (6.61)$$

Das Ergebnis spiegelt die direkte Änderung der Startzeit wieder, welche als Maß für die Güte dieser Strategie gilt.

6.3.2 Durchführbarkeitsprädiktion des Dekompressionstarts

Im Dekompressionsstart werden beiden Nockenwellen im Spätanschlag positioniert. Nach Tabelle 4.6 liegen die maßgebenden Einflüsse in der Schwingweite sowie der Stellgeschwindigkeit. Eine geringe Schwingweite sorgt für

eine saubere Dekompression, eine hohe Stellgeschwindigkeit für ein anschließend schnelles Erreichen der Sollphasenlage. Wie wichtig die anschließende Frühverstellung raus aus der Dekompression ist, zeigt Abbildung 6.27. Bleibt die Nockenwelle im Start verriegelt, so werden auch die nachfolgenden Frischgaszylinder dekomprimiert. Für diesen speziellen Fall, der permanenten Verriegelung, verschlechtert sich die Startzeit maximal. Strategien, in denen die Verriegelung nur für einen definierten Zeitraum aktiv ist, liegen folglich zwischen der unverriegelten 100%-Variante und dem permanent verriegelten Verlauf. Daraus folgt ebenfalls die Relevanz des zügigen Verlassens der Dekompressionsstellung. Aus Gleichung 6.53 folgt für das Erhöhen der jeweiligen Eingangsgrößen i_{12} , J_1 , x_{Reib} und x_{MB} eine Reduktion der Schwingweite. Basierend auf den Abstellpositionen der Nockenwellen, welche jeweils in „Spät“ stehen, folgt eine nachfolgende Frühverstellung, wodurch zur Approximation Gleichung 6.55 herangezogen wird. Aus dieser geht hervor, dass eine Erhöhung von x_{Reib} und x_{MB} der Verstellgeschwindigkeit zuträglich ist, während diese durch Anheben von i_{12} verringert wird. Um nun zu bewerten, inwieweit eine Änderung der gegensätzlich zueinander agierenden Eingangsgrößen zur Verbesserung des Gesamtverhaltens führt, müssen die Nutzwerte der Schwingweite und Verstellgeschwindigkeit sinnvoll skaliert werden. Abbildung 6.28 zeigt die Ergebnisse der Untersuchung. Das Ergebnis besagt, dass eine Erhöhung der Verstellgeschwindigkeit zur Reduktion der Startdauer führt. Für die Schwingweite gilt gegensätzliches: Steigt die Schwingweite, so steigt auch die Dauer. Damit ergibt sich der finale Zusammenhang für die Berechnung der Güte des Dekompressionsstarts zu

$$f(Deko) = x_{verr} \left(-0.0001 \cdot \frac{V_{FJ1/i12}}{V_{F100}} + 1.012 \right) \dots \dots \left(0.0001 \cdot \frac{SW_{nJ1/i12}}{SW_{100}} + 0.9862 \right). \quad (6.62)$$

6.3.3 Durchführbarkeitsprädiktion des Direktstarts

Der reine Direktstart stellt mit 56 Punkten die zweitgrößten Anforderungen an den Verbrennungsmotor dar (siehe Auswertung: Abschnitt 4.2.6). Dabei spielt vor allem die Stellgeschwindigkeit eine entscheidende Rolle. Diese ermöglicht das zügige Verlassen der Dekompressionsphase im Wiederstart, genau wie zuvor beim Dekompressionsstart. Aus Abbildung 6.30 geht der Einfluss einer Verriegelung hervor. Im Worst-Case bleiben die Nockenwellen

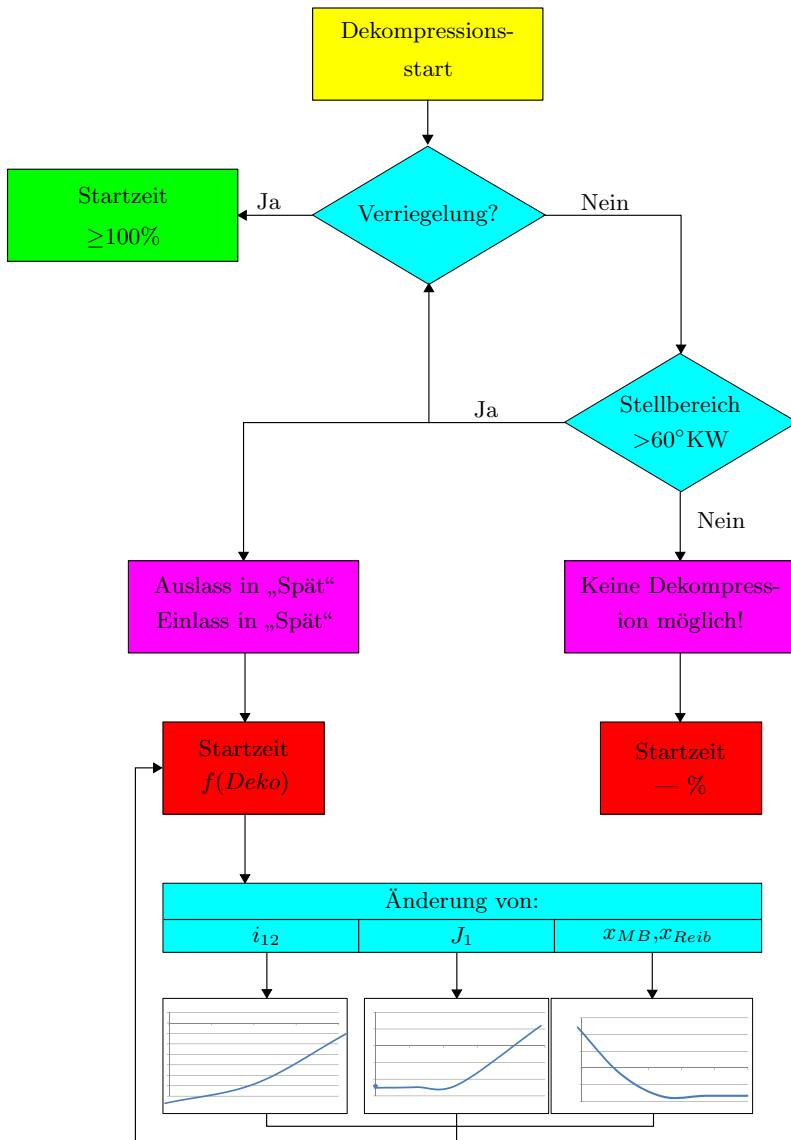


Abbildung 6.26: Ablaufdiagramm zur Bewertung des Dekompressionsstarts

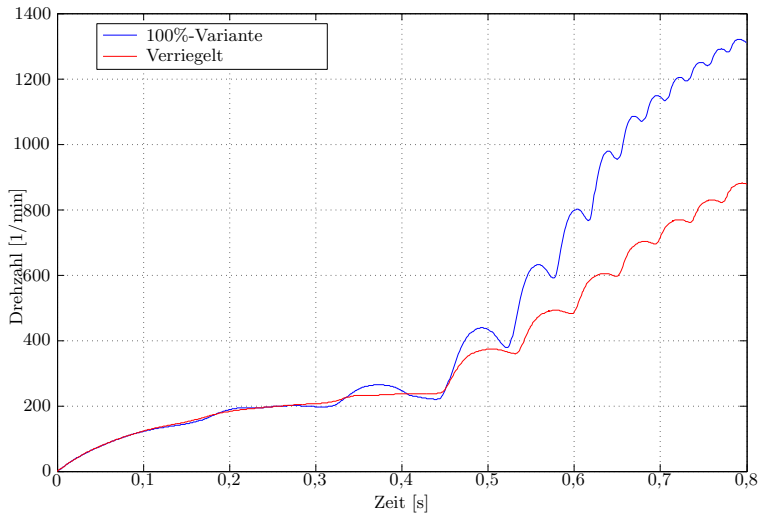


Abbildung 6.27: Einfluss der Verriegelung auf die Startdauer im Dekompressionsstart

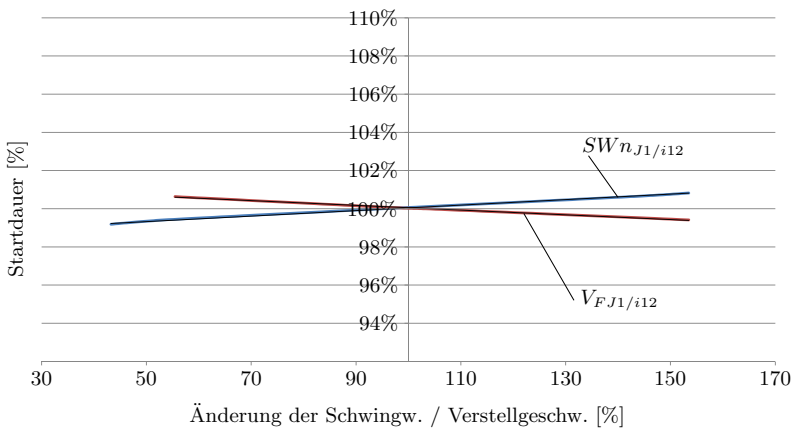


Abbildung 6.28: Vergleich des Einflusses von Schwingweite und Verstellgeschwindigkeit auf die Startdauer des Dekompressionsstarts

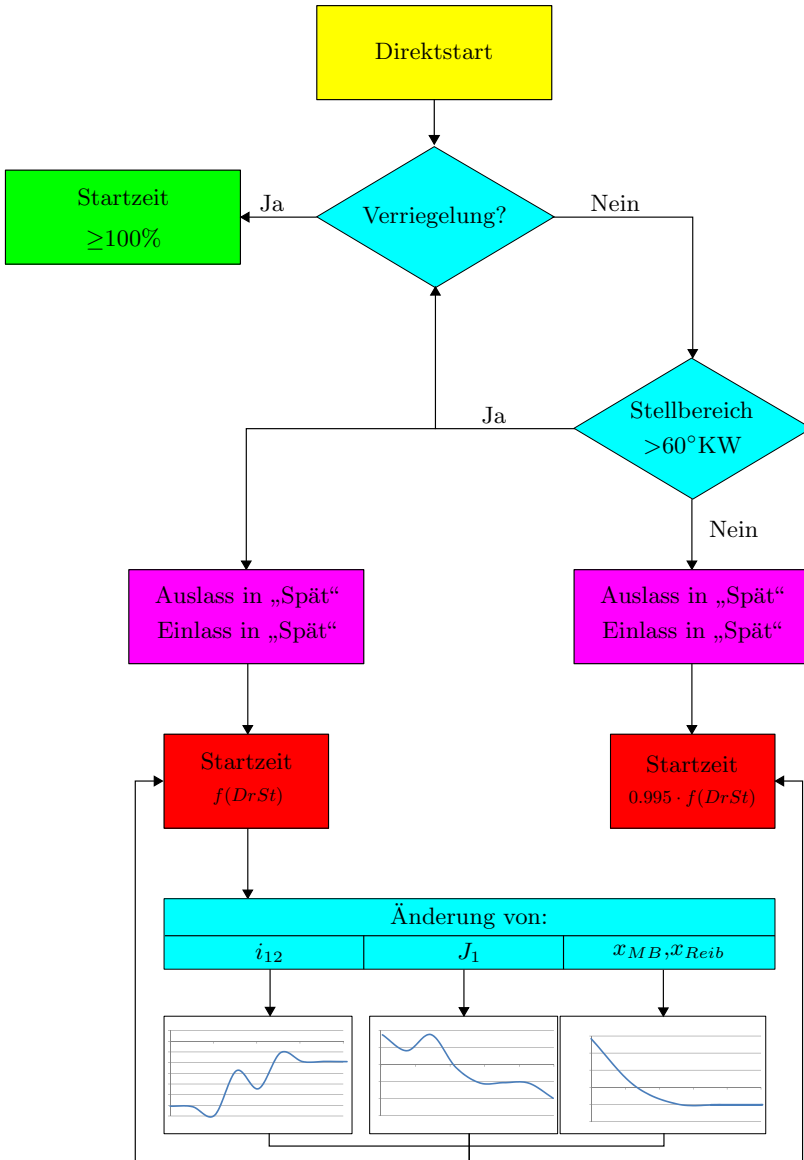


Abbildung 6.29: Ablaufdiagramm zur Bewertung des Direktstarts

während des gesamten Startvorgangs geschlossen. Dadurch wird die Einlasswelle in ständiger Dekompressionsstellung gehalten, wodurch sich der Startvorgang verzögert. Ähnlich der Ausführung in Abschnitt 6.3.2 folgt für unterschiedliche Verriegelungsstrategien eine Startzeit $\geq 100\%$. Den unverriegelten Start stellt die „100%-Variante“ dar. Dabei wird zusätzlich zwischen dem Start mit einem Stellbereich $> 60^\circ\text{KW}$ bzw. $\leq 60^\circ\text{KW}$ unterschieden. Für $\leq 60^\circ\text{KW}$ findet keine Dekompression statt. Der Motor muss zunächst

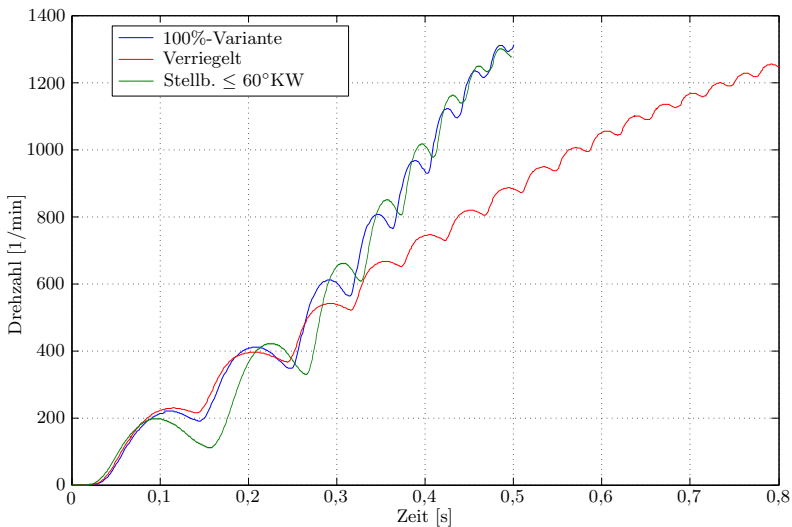


Abbildung 6.30: Vergleich des Einflusses von Schwingweite und Verstellgeschwindigkeit auf die Startdauer des Direktstarts

gegen deutlich höhere Widerstandsmomente arbeiten. Durch die Tatsache, dass im Direktstart alle Energie aus der ersten Verbrennung stammt, folgt eine deutliche Verzögerung der Startdauer. Sind die Antriebsmomente dennoch groß genug, dass der Start erfolgt, so beschleunigt der Motor nachfolgend zunehmend schneller und kann zuletzt sogar fast die Startdauer der 100%-Variante einholen. Dies basiert auf der bereits zu Beginn nahe der Sollsteuerzeiten positionierten Nockenwellen. Der nachfolgende Verstellweg ist deutlich kleiner, sodass früher ein höheres Leistungsniveau erreicht wird. Ist der Stellbereich $> 60^\circ\text{KW}$, folgt der Startverlauf der 100%-Variante. Eine nachfolgende Variation der Eingangsgrößen führt zu Abbildung 6.31. Da-

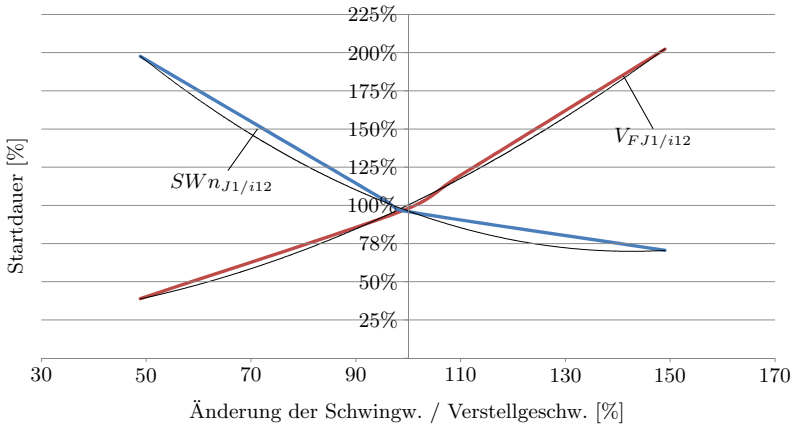


Abbildung 6.31: Einfluss der Schwingweite auf die Startdauer des Direktstarts

bei verlaufen die Einflüsse aus Verstellgeschwindigkeit und Schwingweite erneut entgegengerichtet. Je niedriger die Schwingweite, bzw. je höher die Verstellgeschwindigkeit, desto langsamer startet der Motor. Unter Nutzung der Gleichungen 6.53 und 6.55 ergibt sich der finale Zusammenhang zu:

$$f(DrSt) = x_{verr} \left(1.2616 \cdot \left(\frac{SW_{n_{J1/i12}}}{SW_{100}} \right)^2 - 3.7643 \cdot \frac{SW_{n_{J1/i12}}}{SW_{100}} + 3.5036 \right) \cdot \left(0.8647 \cdot \left(\frac{V_{FJ1/i12}}{V_{F100}} \right)^2 + 0.016 - 0.2851 \cdot \frac{V_{FJ1/i12}}{V_{F100}} + 0.2751 \right). \quad (6.63)$$

6.3.4 Durchführbarkeitsprädiktion der KMP

Die KMP-Funktionalität stellt mit 71 Punkten die höchsten Ansprüche an die Phasenverstellung der Nockenwellen. Nach Tabelle 4.6 besitzen sowohl die Schwingweiten, als auch die Verstellgeschwindigkeiten eine maßgebende Rolle. Anders als in den vorherigen Abschnitten, kann die Güte des gezielten Abstellvorgangs nicht anhand der Startdauer des Motors bemessen werden. Daher wird ein neuer Ansatz gewählt, der die unterschiedlichen Phasen des Motorauslaufs bemisst und quantifiziert. Abbildung 4.14 zeigt exemplarisch eine Messreihe der Phasen im Motorauslauf. Diese sind im Detail:

1. Halten der Phasenlage, sobald der Motorstopp beginnt,
2. Frühzug der Phasenlage, zur zusätzlichen Befüllung des Erststart- und Bremszylinders und
3. Maximale Spätverstellung im Rückpendeln der Kurbelwelle, für die Startpositionierung des nachfolgenden Direktstarts.

Maßgebend sind also auch hier die Schwingweiten der Nockenwellen und die Verstellgeschwindigkeiten zur schnellstmöglichen Adaption einer Stellanforderung. Durch den inversen Zusammenhang beider muss im Vorfeld definiert werden, welche Größe den höheren Nutzwert für die KMP-Funktionalität bedeutet: Aus Punkt 1 folgt, dass eine zu hohe Schwingweite zu Ventilüberschneidungen führt, wodurch Restgase zurückgesogen werden können. Aus Punkt 2 folgt, dass eine zu geringe Verstellgeschwindigkeit dazu führen kann, dass die Abstellposition nicht erreicht wird und/oder der Erststartzylinder unzureichend befüllt ist. Ebenso nimmt die Verstellgeschwindigkeit Einfluss auf Punkt 3, wonach die Nockenwellen nicht mehr schnell genug in ihre Endpositionen verfahren werden. Dies bedeutet Einbußen für den Direktstart durch verringerte Dekompression (Einlass), bzw. Expansion (Auslass). Abbildung 6.32 zeigt die Häufigkeit an nachfolgenden Direktstarts für eine in Phase 1 mal zu „Früh“ und mal zu „Spät“ positionierte Einlassnockenwelle, in Verbindung mit einer in „Spät“ positionierten Auslassnockenwelle. Dabei ist entweder die Überschneidung im Auslauf maximal oder aber zu wenig Frischgas im Brennraum zum Ausspülen der Restgase. Die Reihe umfasst 100 Messungen: Die ersten 50 Messungen mit der Einlassnockenwelle zu „Früh“ und die letzten 50 Messungen die Einlassnockenwelle zu „Spät“. Das Ergebnis zeigt eine Erfolgsquote von gerade einmal 24%. Ebenfalls negativ ist die geringe Reproduzierbarkeit der Abstellpositionen: Kaum eine zweite Messung endet bei derselben Ausgangslage wie die Vorherige. Eine saubere Applikation der Kraftstoffmenge ist somit nahezu unmöglich, da die reale im Brennraum eingeschlossene Frischgasmasse ständig variiert.

Befindet sich der Motor im regeltem Betrieb beider Nockenwellen um die definierten Phasenlagen außerhalb der Überschneidungspositionen, folgt eine Starthäufigkeit von immerhin 54%. Abbildung 6.33 zeigt hierzu 100 Messungen: Für die ersten 50 Messungen wird das Bremsmoment in so weit begrenzt, dass sich die Verstellgeschwindigkeit nach „Früh“ um 50% verringert. Dadurch verschlechtert sich die zweite Phase, also der Frühzug

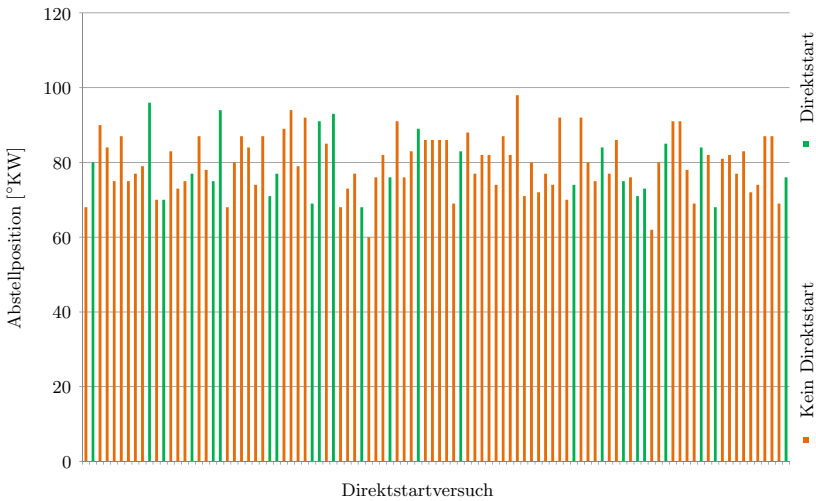


Abbildung 6.32: Einfluss der Schwingweite bei maximaler Ventilüberschneidung auf den Wiederstart

der Phasenlage, zur zusätzlichen Befüllung des Erststart- und Bremszylinders. Je langsamer die Einlassnockenwelle in dieser Phase nach „Früh“ verstellt, desto weniger Frischgas gelangt in den Brennraum. Gleichzeitig verbessert sich jedoch die Regelgenauigkeit. Das Ergebnis ist eine Erfolgsquote von jedoch immerhin 62%. Bei den nachfolgenden 50 Messungen wird die Verstellgeschwindigkeit nach „Früh“ um 50% erhöht. Dadurch steigt die Wahrscheinlichkeit, dass beide Zylinder ausreichend befüllt werden. Durch den inversen Zusammenhang von Verstellgeschwindigkeit und Regelgenauigkeit bedeutet dies jedoch gleichzeitig, dass sich die Positioniergenauigkeit der Nockenwellen verschlechtert. Je größer die Schwingungsamplituden also ausfallen, desto häufiger werden Phasenlagen erreicht, die zu einer erneuten Ventilüberschneidung führen. Ohne Einsatz einer Verriegelung folgt somit eine direkte Einflussnahme auf Phase 1. Letztlich führen nur noch 48% aller Direktstarts zum Erfolg. Abbildung 6.34 beschreibt den Einfluss der Verstellgeschwindigkeit nach „Spät“ auf die dritte Phase: Die maximale Spätverstellung im Rückpendeln der Kurbelwelle, für die Startpositionierung des nachfolgenden Direktstarts. Hier liegt die gemittelte Erfolgsquote bei 73%. Während der ersten 50 Messungen wird der gesteuerte Auslauf mit einer um

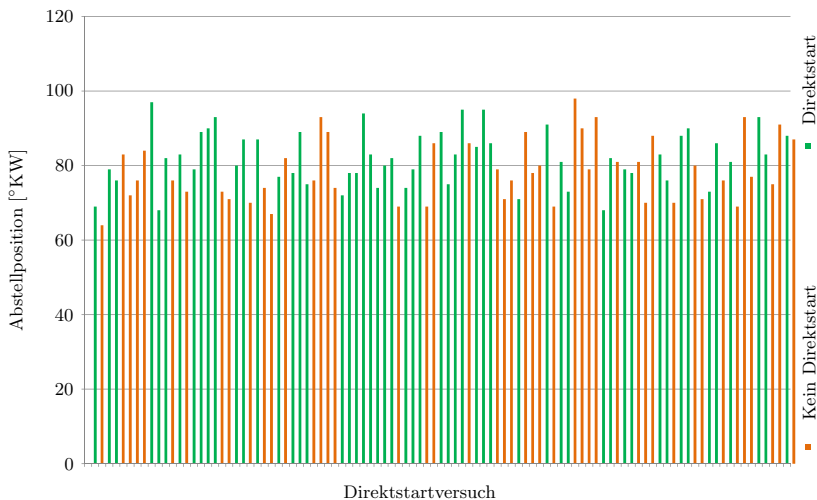


Abbildung 6.33: Einfluss der Schwingweite bei geregelterm Auslauf auf den Wiederstart

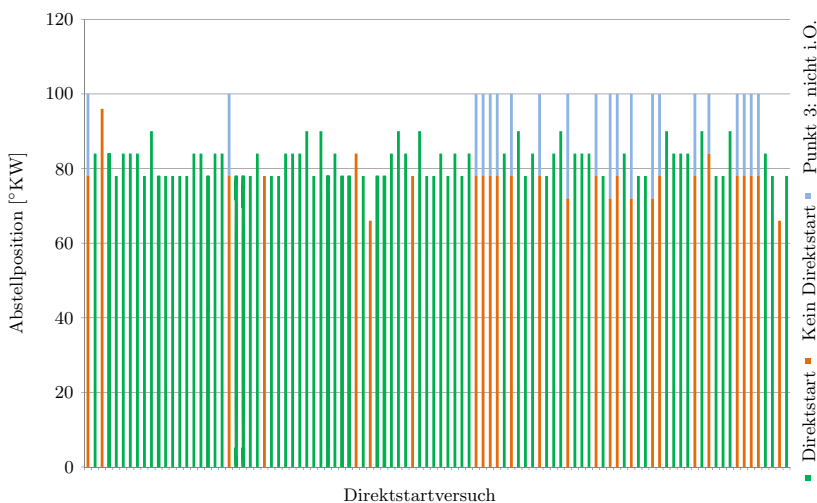


Abbildung 6.34: Einfluss der Nockenwellenpositionierung auf den Wiederstart

50% erhöhten „Spät“-Verstellgeschwindigkeit betrachtet. Dazu werden lediglich die Lastniveaus von Verbrauchern wie der Hochdruckpumpe an der Nockenwelle angepasst. Je schneller die Verstellung erfolgt, desto höher ist die Wahrscheinlichkeit, dass die Einlassnockenwelle in maximaler Dekompressionsstellung abgestellt wird. Gleichzeitig vergrößert sich auch die Schwingbereitschaft des Systems. Da jedoch die aktive Stellrichtung gegenläufig ist, bleibt die Regelgenauigkeit weitestgehend unbeeinflusst. Das Ergebnis ist eine Startwahrscheinlichkeit von über 86%. Dabei ist zu berücksichtigen, dass die Einlassnockenwelle trotzdem nicht jedes Mal in ihrer definierten Ausgangslage positioniert wird. Die Gründe liegen zum Teil in dem Prototypenstand der Verstell- und Verriegelungsperipherie. Aus der zukünftig steigenden Reife der Systemkomponenten folgt eine weitere Zunahme der Startwahrscheinlichkeit. Wie gravierend ein Nichterreichen dieser Abstellposition auf den Wiederstart ist, zeigen die letzten 50 Messungen. Hierbei liegt die Startwahrscheinlichkeit bei nur noch 60%. Nahezu jeder gescheiterte Wiederstart basiert auf einer „nicht i.O.“ positionierten Einlasswelle. Der Ursprung liegt in den Randbedingungen: der Untersuchung des Einflusses einer Verringerung der Verstellgeschwindigkeit nach „Spät“. Hierzu wird die Sonnenwelle während des Phasensprunges in soweit eingebremst, dass sich die mittlere Verstellgeschwindigkeit um 50 % reduziert. Das Ergebnis

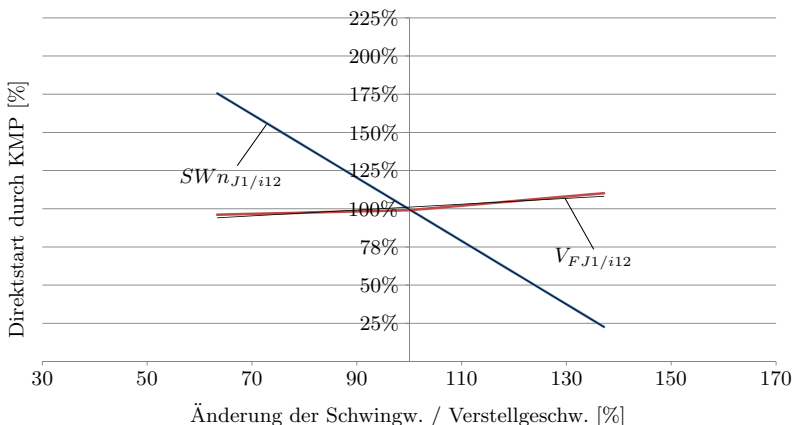


Abbildung 6.35: Einfluss von Schwingweite und Regelgenauigkeit auf die KMP-Funktionalität

der Messreihen führt zu Abbildung 6.35. Hierzu werden die Kennlinien zur Änderung des Starterfolges auf eine Basismessreihe normiert. In dieser sind die Nockenwellen in den jeweiligen Phasen verriegelt und lediglich zu den Phasensprüngen frei. Die Ausgangslage liefert eine Startwahrscheinlichkeit von 63%. Aus den Verläufen von Schwingweite und Verstellgeschwindigkeit folgen letztlich die Kennlinien zur Prädiktion des KMP-Erfolges nach Gleichung 6.64.

$$f(KMP) = x_{err} \left(-1.52 \cdot \frac{SW_{n_{J1/i12}}}{SW_{100}} + 2.51 \right) \cdots \cdots \left(0.14 \cdot \frac{V_{FJ1/i12}}{V_{F100}} + 0.88 \right). \quad (6.64)$$

Der wesentliche Unterschied von Gleichung 6.64 zu den Gleichungen 6.61, 6.62 und 6.63 liegt in dem betrachteten Ergebnis. Während zuvor die Änderung der Startzeit approximiert wird, liegt nun der Fokus auf der Güte des Starterfolges im Direktstart. Demnach muss das Ergebnis separat bewertet werden und wird nur bezogen auf den Anwendungsfall verwendet (Direktstart, oder KMP+Direktstart).

VALIDIERUNG: BEWERTUNG DER ERGEBNISSE

Der letzte Schritt der Methodik umfasst die Validierung. Dabei wird zum ersten Mal die Richtigkeit des bisherigen Vorgehens im Ganzen bewertet. Unter Richtigkeit wird die Abbildung der Komponente unter den aufgeführten Rahmenbedingungen verstanden. Hierzu werden zunächst die einzelnen Prognosefunktionen zu einer Gesamtfunktion vereint. Die Gesamtfunktion kann im Idealfall programmiert und dem Entwickler als Tool zur Verfügung gestellt werden. Dieses Tool ist letzten Endes das Ergebnis der in dieser Arbeit aufgestellten Methodik: Es beinhaltet jegliche komplexen Zusammenhänge in Bezug auf ein definiertes Anwendungsbeispiel. Am aufgeführten Beispiel von passiven elektromechanischen Nockenwellenstellern können nun beispielsweise Konstrukteure das Tool verwenden, um Bauraumänderungen im Kettenkasten zu untersuchen. Eine Änderung der CAD-Daten liefert zugleich das neue Übersetzungsverhältnis bzw. das neue Trägheitsmoment. Diese Daten speist der Konstrukteur anschließend in das Tool ein und startet die Berechnung. Ohne detaillierte Kenntnisse über die physikalischen Grundlagen der Stellaktorkinematik können dennoch die Auswirkungen auf die motorischen Grundprozesse, in diesem Fall dem Motor-Stopp-/Start, erfasst werden. Im vorliegenden Fall wird das Tool in MATLAB programmiert. Dabei kann der Anwender die Eingangsgrößen gemäß Tabelle 6.1 variieren. In der Ausgangslage sind die Default-Werte hinterlegt. Diese entsprechen der gegenwärtigen Hardware-Baustufe. Als Hilfestellung wird das jeweilige vordefinierte Intervall erneut hinter dem Parameter aufgeführt. Sobald

Prognosetool

Bitte Änderung des Übersetzungsverhältnisses eingeben [65% - 120%]:

Bitte Änderung der Getriebereibung eingeben [50% - 200%]:

Bitte Änderung des Bremsmomentes eingeben [50% - 150%]:

Bitte Änderung des Trägheitsmomentes eingeben [50% - 200%]:

Soll das System verriegelt sein? [ja = 0, nein = 1]:

OK Cancel

Abbildung 7.1: Eingabemaske des Anwender-Tools zur Prädiktion von Stopp-/Start-Veränderungen

der Anwender eine Faktorkombination eingegeben hat, kann die Berechnung über den „OK“-Button initiiert werden. Eine mögliche Struktur der Ergebnisaufbereitung kann sowohl in Textform, als auch in dem GUI selbst dargestellt werden. Dabei sind die wesentlichen Größen die Eingabeparameter, die prädizierten Größen der Verstellgeschwindigkeit und der Schwingweite und letztlich auch der Einfluss der Änderungen auf die definierten Stopp-/Start-Strategien. Eine mögliche Variante der Ergebnisaufbereitung könnte also wie in Abbildung 7.2 dargestellt aussehen. Letztlich sind dem Entwickler hier alle Möglichkeiten freigestellt. Dabei sollte der vermittelte Informationsgehalt jedoch weder zu gering, noch zu unübersichtlich ausfallen. Um dem entgegen zu wirken, könnte die Eingabemaske um eine Auswahlmarkierung ergänzt werden, welche dem Anwender eine selbst definierbare Visualisierung von Ergebnissen ermöglicht, gerade im Hinblick auf komplexere und umfassendere Baugruppen.

Zur primären Evaluation des Gesamtsystems sind in dem in Abbildung 7.2 dargestellten Durchlauf die Ergebnisse für die Ausgangslage berechnet. Dabei zeigt sich: Mit einer Abweichung von maximal einem Prozentpunkt ist die Genauigkeit ausreichend. Die Zahlenwerte für die exakten Schwingwei-

Ergebnisse
<u>Für die gewählten Parameter:</u>
Übersetzung: 100 [%]
Getriebereibung: 100 [%]
Bremsmoment: 100 [%]
Trägheit: 100 [%]
<u>ergeben sich die prädierten Größen:</u>
Schwingweite „Spät“: 99.9729 [%]
Schwingweite „Früh“: 99.997 [%]
Verstellgeschwindigkeit „Spät“: 100.6487 [%]
Verstellgeschwindigkeit „Früh“: 99.8167 [%]
Daraus folgt die:
Änderung der Startdauer des konventionellen Starts: 100.3200 [%]
Änderung der Startdauer des Dekompressionsstarts: 99.8037 [%]
Änderung der Startdauer des Direktstarts: 101.0293 [%]
Änderung des Starterfolges des Drktst. nach KMP: 100.9847 [%]

Abbildung 7.2: Mögliche Ausgabemaske der prädierten Stopp-/Start-Veränderungen

ten (in [°KW]) bzw. Verstellgeschwindigkeiten (in [°KW/s]) sind hierbei aus Gründen der Geheimhaltung auf die Ausgangslage normiert.

Im nächsten Schritt wird das Verhalten der Prognosefunktionen in den Grenzbereichen überprüft. Es wird untersucht, inwieweit die Ergebnisse durch die in Abschnitt 6.2 aufgeführten Unplausibilitäten verfälscht werden. Dabei wird bewusst eine Paramterkonfiguration außerhalb der bereits als unplausibel definierten Grenzen gewählt: Für eine Reduktion des Trägheitsmomentes auf 50% ergibt sich nach Abbildung 7.3 folgende Situation: Die Untersuchung zeigt, dass sich die Verstellgeschwindigkeit nach „Spät“ verringern soll, während die Geschwindigkeit der „Früh“-Verstellung leicht ansteigt. Gleichzeitig erhöht sich die Schwingweite fast auf den doppelten Wert. Zur Erinnerung: Rein mechanisch bedeutet ein geringeres Trägheitsmoment eine kleinere Dämpfung durch die Sonnenwelle. Dadurch steigt die Anforderung an die Stellaktorik, da sich die Dynamik der Brems Scheibe erhöht. Die logische Konsequenz ist der direkte Anstieg der Regelbreite. Durch den stärkeren Einfluss der Wechselmomente der Nockenwelle auf das Getriebe sinkt letztlich die Verstellgeschwindigkeit nach „Früh“, da die Bremse zu-

Ergebnisse
<u>Für die gewählten Parameter:</u>
Übersetzung: 100 [%]
Getriebereibung: 100 [%]
Bremsmoment: 100 [%]
Trägheit: 50 [%]
<u>ergeben sich die prädizierten Größen:</u>
Schwingweite „Spät“: 199.9458 [%]
Schwingweite „Früh“: 199.994 [%]
Verstellgeschwindigkeit „Spät“: 66.7842 [%]
Verstellgeschwindigkeit „Früh“: 101.7653 [%]
Daraus folgt die:
Änderung der Startdauer des konventionellen Starts: 112.3199 [%]
Änderung der Startdauer des Dekompressionsstarts: 99.8136 [%]
Änderung der Startdauer des Direktstarts: 106.3202 [%]
Änderung des Starterfolges des Direktstarts nach KMP: -54.206 [%]

Abbildung 7.3: Untersuchung der Fehlerhaftigkeit in den Grenzen des Intervalls für $i_{12} = 65\%$

nächst höhere Dynamik abfangen muss. Im Gegenzug kann die Sonnenwelle bei der „Spät“-Verstellung leichter beschleunigt werden. Dies widerspricht jedoch den Erkenntnissen aus der Prädiktion.

Die Ursachen sind erneut dieselben, die bereits bei der Erstellung der Prognosefunktionen zur Beschneidung des Kennfeldes führte: Durch die großen Schwingungen der Nockenwelle lassen sich Sprünge nicht mehr nach der Definition bewerten (Phasensprung in $^{\circ}\text{KW}$ über die Zeitspanne vom Sprung der Sollphasenlage bis zum frühesten Erreichen dieser). So führt ein starkes Schwingen zum vermeintlichen Erreichen der Soll-Phasenlage, obwohl die reale Phase noch weit von dieser entfernt ist. Eine geeignete Maßnahme ist daher also die Programmierung von dynamischen Parametervarianten: Trägt der Anwender in das Eingabefenster des Übersetzungsverhältnisses beispielsweise 70% ein, so dürfte das Intervall des Trägheitsmomentes nur noch zwischen 180 - 200% liegen (vgl. Tabelle A.5). Um Fragen vorzubeugen, sollte gleichzeitig ein Informationstext auftauchen, der den Anwender auf die Gründe der Reglementierung hinweist.

Die Frage nach der Sinnhaftigkeit eines begrenzten Kennfeldes lässt sich schwer auf andere Anwendungen übertragen. Im Fall der Phasenverstellung findet sie berechtigten Einsatz. Ebenso zeigen bereits die Tendenzen der Ergebnisse auf, dass ein Optimum außerhalb der Begrenzungen eher nicht zu erwarten ist. Hinzu kommt, dass aufgrund einheitlicher Definitionen für Schwingweite und Stellgeschwindigkeiten eine Anpassung der Auswertung lediglich zur Verringerung bzw. Elimination des Aussagewertes der Ergebnisse führt. Schlussendlich ist die Gesamtfunktion also nicht über die eigentlichen Grenzen hinaus fehlerfrei einzusetzen. Durch die Vielzahl an Iterationen bei der Problemerkfassung, der Modellbildung, der Messdatenerfassung und der Funktionsbestimmung sind jedoch die Ergebnisse, innerhalb der Kennfeldgrenzen, mit einem hohen Gütewert zu bewerten. Hierzu sei sowohl auf die Quellen der jeweiligen Kapitel (und speziell auf diese, die im Rahmen wissenschaftlicher Arbeiten die Forschung der Arbeit unterstützt haben), als auch auf die Ergebnisse und Bewertungen, verwiesen. Im Allgemeinen bedeutet die Vorgehensweise jedoch, dass Phasen mit niedrigerem Auflösungsgrad das Fehlerpotenzial erhöhen können. Dadurch würde sich gerade bei aufeinander aufbauenden Schritten die Wahrscheinlichkeit einer zunehmenden Fehlerfortpflanzung deutlich erhöhen.

GRAFISCHE DARSTELLUNG DER ENTWICKELTEN VORGEHENSMETHODIK

Durch den deskriptiven Charakter der Arbeit kann diese als Handbuch für die Entwicklung oder Änderung mechatronischer Komponenten genutzt werden. Dabei beschreiben die einzelnen Kapitel (Kapitel 3-7) das genaue, schrittweise Vorgehen der einzelnen Phasen. Im Gegensatz zu vielen anderen Methodiken liegt der Vorteil darin begründet, dass auch unerfahrene Anwender die einzelnen Schritte nachvollziehen und adaptieren können. Nichtsdestotrotz empfiehlt sich die grafische Simplifizierung, da daraus essenzielle Informationen bereits mit wenigen Blicken zu entnehmen sind. Der Fokus dieses Kapitels liegt daher auf der grafischen Ausgestaltung der entwickelten Vorgehensmethodik.

Abbildung 8.1 zeigt das R-Modell. Die Bezeichnung ist dabei der Anordnung der Phasen zuzuschreiben. Die Besonderheit des Modells liegt darin, dass jede einzelne Phase die Berechtigung zum „Fast-Exit“ aufweist. So kann im Rahmen einer Anpassungskonstruktion schon durch die Änderung einer einzelnen Phase der Aufgabe genüge getan werden. Dabei ist stets zu bewerten, ob diese einzelne Maßnahme ausreicht. Sind also mehrere Phasen notwendig, so gibt das Modell eine definierte Reihenfolge vor, die zugleich dem Aufbau der Arbeit entspricht. Die Kreise in den Ecken bedeuten jeweils eine innere Entscheidung, ähnlich einem Zustandsmodell. Dabei wird der jeweilige Zustand solange iteriert, bis eine Schaltbedingung erreicht wird.

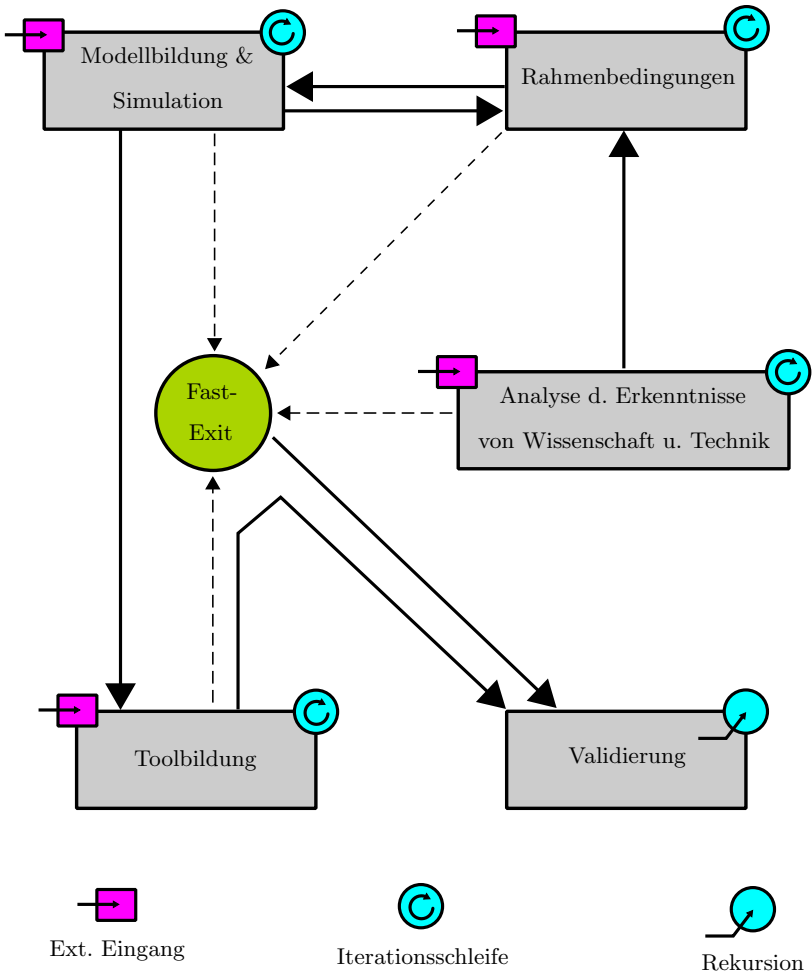


Abbildung 8.1: Aufbau des R-Modells

Für die Phase „Modellbildung & Simulation“ ergeben sich dadurch mehrere Möglichkeiten: Im ersten Schritt wird die Modellbasis bearbeitet. Sobald das Modell ausführbar ist, können die ersten Simulationsergebnisse erzielt werden. Aufbauend auf den Ergebnissen der Ausgangsbaustufe wird das Modell anschließend durch eine Vielzahl von Iterationen angepasst, bis das Realverhalten mit der notwendigen Schärfe abbildbar ist. Ist das Modell ausreichend genau, muss abgeschätzt werden, inwieweit die Änderungen eine Auswirkung auf die Folgephase besitzen. Ist diese vorhanden, so erfolgt die Schaltbedingung „Folgephase notwendig“ und der Zustand wechselt von „Modellbildung & Simulation“ zu „Werkzeugbildung“. Zeigt die Untersuchung, dass das Tool weiterhin ausreicht, beispielsweise nach einer geringfügigen Anpassung der Ventildurchmesser, so wird die Schaltbedingung „Fast-Exit“ gewählt. Stellt sich durch die Simulation jedoch heraus, dass die Umsetzung der zuvor definierten Randbedingungen nicht möglich ist (beispielsweise, dass ein Phasensteller zwei Nockenwellen getrennt voneinander aktuierten können muss), so werden diese Erkenntnisse über die Schaltbedingung „Neudefinition der Rahmenbedingungen“ zurückgespielt.

In der Zieldefinition der zu entwickelnden Methodik (vgl. Kapitel 2.6) sind die Anforderungen

1. hohe Flexibilität und Dynamik der einzelnen Ebenen,
2. variable Auflösung, je nach Komplexität und Wichtigkeit der einzelnen Phase,
3. hoher Abstraktionsgrad des „Erreichten“, zur Verkürzung der Periodendauern einzelner Iterationsschleifen und
4. Darbietung geeigneter Werkzeuge und Hilfsmittel zur Problemlösung.
5. Möglichkeit des Einsatzes für Varianten (bzw. Evolutionsstufen)

benannt worden. Diese sind wie folgt in das R-Modell eingeflossen:

Flexibilität und Dynamik zeichnen sich dadurch aus, dass ein Modell nicht nur unidirektional, sondern möglichst in jeder vorhandenen Dimension genutzt werden kann. Dabei nutzt das R-Modell zugleich den Vorteil aus, dass ein Direkteinstieg in jede einzelne Phase erlaubt ist („Externer Eingang“). Führen die Anpassungsmaßnahmen schon in frühen Phasen der Methodik

zum Ziel, so ist ein Sprung zum „Fast-Exit“ vorgesehen. Der „Fast-Exit“ übergibt daraufhin die Maßnahme an die „Validierung“. Dort erfolgt die Bewertung und Absicherung der Erkenntnisse. Dadurch erhält die Methodik ein hohes Maß an Dynamik, da aus verschiedenen externen Anforderungen ein spezifischer Detaillierungsgrad erzielt werden kann. Demnach ist das R-Modell nicht nur auf der Makroebene für Gesamtprojekte einsetzbar, sondern durch seine Adaptierbarkeit effizient bis in die Mikroebene. Dies deckt den 2. Anspruch, der „variablen Auflösung, je nach Komplexität und Wichtigkeit der einzelnen Phase“ ab.

Der 3. Anspruch fordert einen hohen Abstraktionsgrad, wodurch die Periodendauer des Gesamtzyklus reduziert werden soll. Die Abstraktion wird dabei durch den Einsatz einer geeigneten Modellbildung erzielt. Modelle sind eine abstrakte Darstellung der Realität unter Berücksichtigung der wichtigsten Größen. Mit dem Fokus der Methodik, das Vorgehen speziell für Änderungsmaßnahmen oder Evolutionsstufen zu verallgemeinern, können über die Modellbildung und die danach folgende Werkzeuggestaltung einfache Tools generiert werden. Mittels dieser Tools lassen sich ganzheitliche Zusammenhänge untersuchen, sodass die nachfolgenden Iterationen binnen weniger Sekunden durchlaufen werden können.

Sollten einfache Iterationen, also Wiederholungen der jeweils vorherigen Schritte unter Berücksichtigung der Änderungsmaßnahmen, nicht zum gewünschten Ziel führen, sind geeignete Hilfsmittel einzusetzen. Dies entspricht der Anforderung des 4. Anspruchs, der Darbietung geeigneter Werkzeuge und Hilfsmittel zur Problemlösung. In dem der Arbeit zu Grunde liegenden Anwendungsbeispiel wird der Einsatz dieser bei der Abstraktion der komplexen Zusammenhänge durch mathematische Funktionen notwendig: Im Rahmen der Untersuchung von Trägheitsmoment und Übersetzungsverhältnis im Bezug auf die Verstellgeschwindigkeit nach „Spät“ zeigt Abbildung 6.19 einen unplausiblen Verlauf. Es tauchen Sprungstellen auf, die durch die Interpolation zu der dargestellten Wellenform führen. Da solch ein Verhalten keinerlei physikalisches Fundament besitzt, ist im Rahmen der Methodik die Auflösung erhöht worden. Die Detailbetrachtung und Eingrenzung der Sprungstellen hat gezeigt, dass die Phasenschwingung zu jenem Verhalten führt, obwohl sich die Verstellgeschwindigkeit eigentlich linear verändert. Gerade im Bezug auf mechatronische Systeme ist diese Vorgehensweise von

höchster Bedeutung: Aus der interdisziplinären Kombination dreier Elemente, mechanischer, elektronischer und informationstechnischer Natur, folgt die Vermischung unterschiedlicher Einflussfaktoren zu einem Gesamtergebnis. Dies erschwert zum einen die Interpretation auftretender Phänomene, da diese zunächst analysiert und ihrem Grundwesen zugeordnet werden müssen. Zum anderen erhöht sich ebenfalls die Auswahlmöglichkeit an theoretisch einsetzbaren Lösungsschritten, obwohl zumeist die Anzahl der wirklich wirksamen Werkzeuge unverändert bleibt. Dies zeigt die Wichtigkeit von speziell auf das jeweilige Anwendungsbeispiel zugeschnittener Hilfsmittel und Maßnahmen.

Die Erfüllung des 5. und letzten Anspruches entspricht der Paradedisziplin des R-Modells. Sobald der Zyklus erstmalig durchlaufen ist und die Systembestandteile abstrahiert und kanonisiert sind, ist die wichtigste Basis geschaffen: Ab diesem Zeitpunkt ist die Untersuchung zunächst theoretischer Änderungen lediglich mit kleinsten Maßnahmen verbunden. Wird beispielsweise der Kühlkreislauf eines Klimaautomaten betrachtet, so würden die Anwender vermutlich die Variablen „Länge des Zulaufs“, „Durchmesser der Leitungen“, „Förderleistung des Kompressors“, „Größe des Kühlers“ und „Art des Kältemittels“ betrachten. Dem Anwender wäre es folglich möglich, ohne genaue Kenntnis des mechatronischen Systems, konstruktive Maßnahmen zu ergreifen, im Rahmen derer er Bauräume im Motorraum verändern könnte, ohne die Ausgangslage des Kühlkreislaufes maßgeblich zu verschlechtern. So ergäben sich binnen weniger Eingabeschritte komplett neue Varianten, die noch vor ihrer realen Neuauslegung eine Erstabsicherung durchlaufen haben. Dies ermöglicht gerade im Bereich des Simultaneous Engineering große Einsparpotenziale: So können Anwender des einen Bereichs sofort Rückschlüsse auf die Bedeutung ihrer Eingriffe ziehen, ohne dass der Verantwortliche des anderen Bereichs zunächst die spezifische Parameterkonfiguration untersuchen und verifizieren muss.

Durch die bewusste Integration der Zieldefinitionen stellt das R-Modell einen wichtigen Bestandteil für die Entwicklung mechatronischer Systeme nach einer definierten Vorgehensmethodik dar.

KAPITEL 9

ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK

Die Arbeit stellt einen interaktiven Beitrag zur ganzheitlichen Abbildung mechanischer Änderungen auf den Anwendungsfall dar. Durch die Einleitung (vgl. Kapitel 1) wird deutlich, welche Potenziale in der Weiterentwicklung von Verbrennungsmotoren liegen. Es wurde gezeigt, dass die Modellbildung und Simulation zwar geeignete Mittel zur Ermittlung von Potenzialen darstellen, jedoch durch die Menge an Parametern und Variablen schnell zu einem extremen Zeitaufwand führen. Hieraus leitete sich der Bedarf einer Vorgehensmethodik ab, mit Hilfe derer der Prozess zu optimieren sei. Um dabei eine geeignete Methodik auszuwählen, wurden anschließend die Methodiken zur Entwicklung technischer Produkte untersucht.

In Kapitel 2 wurden zunächst die Grundzüge allgemeiner Vorgehensweisen dargestellt. Dabei lassen sich diese stets nach den drei Überpunkten

1. Zielplanung,
2. Lösungssuche und
3. Entscheidung.

abstrahieren. Unter der Zielplanung wurde dabei die Definition eines neuen zu erreichenden Ausgangszustandes verstanden. Dadurch konnten Maßnahmen abgeleitet werden, welche der Lösungssuche entsprachen. Durch das

Umsetzen der Lösungsmaßnahmen konnte das Produkt auf einen veränderten Stand gebracht werden. Durch Vergleichen der Soll- und Istzustände wurde anschließend eine Entscheidung herbeigeführt, welche den Ausgang des Vorgehens bedeuten konnte, oder aber auch eine erneute Wiederholung aller vorherigen Schritte. Dabei sind diese jeweiligen Schritte so allgemein und vage beschrieben, dass sie für das Einzelbeispiel wertlos erscheinen. Aus der Darstellung dieser allgemeinen Maßnahmen hat sich somit der Bedarf nach spezifischen Methodiken herauskristallisiert. In Kapitel 2.2 wurden daraufhin verschiedene, bereits aus der Praxis bewährte Vorgehensmodelle aufgeführt. Dabei wurden diese nach ihrer Komplexität der einzelnen Ebenen strukturiert, also von der Mikrologik (deskriptiver Charakter, hoher Abstraktionsgrad, domänenübergreifend) zu der Makrologik (präskriptiver, prozeduraler Charakter, konkrete Handlungsanweisungen, domänenspezifisch).

Die Kapitel 2.3 und 2.4 gaben nachfolgende Einblicke in speziell ausgewählte Vorgehensmethodiken. Dabei wurde ebenfalls aufgezeigt, welche Stärken und Schwächen diese beinhalten. Im Hinblick auf den Kern der Arbeit, der ganzheitlichen Abbildung mechanischer Änderungen auf den Anwendungsfall, ist in Kapitel 2.5 der Fokus auf mechatronische Systeme ausgerichtet worden. Es wurde gezeigt, dass das V-Modell hierfür einen wertvollen Beitrag liefert und gleichzeitig umfassend einsetzbar ist. Aus der Zusammenfassung der aufgezeigten Erkenntnisse, zeigte sich anschließend, welche Potenziale noch unberücksichtigt blieben und welche Maßnahmen sich daraus ableiten ließen (vgl. Kapitel 2.6). Mit Hilfe dieser wurden letztlich Zieldefinitionen an die zu entwickelnde Methodik gestellt. Es wurde ebenfalls eine Grundstruktur dargestellt, die die Methodik beinhalten würde. Um gleichzeitig den Praxisbezug darzustellen, wurden die nachfolgenden Kapitel gemäß der einzelnen Phasen aufgebaut und Schritt für Schritt beschrieben:

In der ersten Phase wurde das Problem analysiert. Dabei stand die Informationsbeschaffung im Vordergrund. Im Rahmen des aufgeführten Anwendungsbeispiels setzten sich diese thematisch aus der Komponente und der definierten Rahmenbedingung zusammen. Zur Analyse der Komponente wurden zunächst gängige Systeme zur Variation von Nockenwellenphasenlagen untersucht. Dabei sollten Stärken und Schwächen von Systemen erkannt werden, aus denen sich mögliche Änderungen oder Anforderungen an die ei-

gene Komponente ableiten lassen. Im zweiten Schritt wurde die Recherche für Rahmenbedingungen ausgeführt. Dies bedeutete im Detail die Erfassung motorischer Größen und Eigenschaften. Gerade im Bezug auf Evolutionsanpassungen von Komponenten war auf Grund des sich ständig verändernden Umfeldes eine regelmäßige Adaption sehr wichtig. Daher wurde neben einer Recherche bestehender Veröffentlichungen auch die Rücksprache mit anderen Abteilungen der Vorentwicklung (interne Quellen), oder der Besuch von Messen, Fachtagungen, etc. durchgeführt. Wie bereits in den jeweiligen Abschnitten erwähnt, wurden aus Gründen der Geheimhaltung Elemente weggelassen und Bezeichnungen verändert.

In der zweiten Phase wurden die Rahmenbedingungen aufgestellt. Diese umfassten die Definition, Kreuzvergleich und Hierarchisierung der relevanten Anforderungen verschiedener Stopp-/Start-Strategien (vgl. Kapitel 4). Im Rahmen der Definition der Stopp-/Start-Strategien wurden für den konventionellen Stopp-/Start, den Dekompressionsstart, den Direktstart und den Direktstart mit KMP zunächst die jeweiligen Anforderungen dargelegt. Es wurde gezeigt, in welchen Bereichen die spezifischen Optima zu finden sind. Anschließend wurde untersucht, inwieweit die Performance von Phasenstellern auszusehen hat, um diesen Anforderungen gerecht zu werden. Dabei wurden in Einzelschritten die Größen der Stellbereiche, Stellgeschwindigkeiten, die Bedeutungen der Phasenschwingungen, der Bedarf einer Anschlags- und/oder Mittenverriegelung sowie der Einfluss einer Regelabweichung diskutiert und skaliert. Dabei brachte die Skalierung eine Wertung in die Gesamtbetrachtung aller Anforderungen, sodass sich hieraus eine Hierarchie ergab. Nach dieser besaß KMP die höchsten Forderungen, gefolgt vom Direktstart, dem Dekompressionsstart und dem konventionellen Stopp-/Start.

In der dritten Phase wurde die Modellbildung und Simulation beschrieben. Dabei lag der Fokus auf den jeweiligen Software-Umgebungen mit ihren spezifischen Merkmalen. Die Modellbildung des Phasenstellers erfolgte in MATLAB/Simulink. Die Ergebnisse der Simulationen wurden anhand von realen Prüfstandsmessungen validiert. Die Basis für die verbrennungstechnischen Simulationen erfolgte in Dymola Modelica. Hier wurden speziell die Mechanik mit dem Fokus auf Motorgeometrie, Reibung und Ventilsteuerzeiten und die Thermodynamik erfasst, wobei bei letzterer gezielt auf die Aufladung und Ladeluftkühlung, den Ladungswechsel, die Einspritzung, die Verbren-

nung und die Wärmeübertragung geachtet wurde. Durch die Komplexität und Wichtigkeit beider Ansätze wurden Quellenangaben zu studentischen Arbeiten geliefert, welche zum Teil eigens ausgeschrieben und betreut wurden. Das Ergebnis dieser Arbeiten wurde in Kapitel 5.1.2 erläutert. Es beschreibt die Kombination von MATLAB/Simulink und Dymola Modelica zu einem gemeinsamen und allumfassenden Modell. Durch dieses konnten die Eigenschaften des Verbrennungsmotors mit denen des Phasenstellers kombiniert und an den jeweiligen Stopp-/Start-Strategien ausprobiert werden. Als Referenzen dienten auch hier erneut reale Messdaten. Als Folge der Modellbildung konnten nachfolgende Untersuchungen durchgeführt werden.

Diese Untersuchungen beschreiben die vierte Phase der Methodik: die Toolbildung. Die Toolbildung bedeutete im Detail das Erstellen einer lösungsneutralen Basisgleichung zur Durchführbarkeitsprädiktion der Stopp-/Start-Strategien. Hierzu wurden im ersten Schritt die Eingangsgrößen dargelegt. Als Eingangsgrößen zählten die Parameter, die am Ende dem Anwender als Variablen zur Verfügung stehen sollten. Im Detail waren dies die Getriebeübersetzung, die Getriebereibung, das Bremsmoment und die Massenträgheit der Sonnenwelle. Anschließend lag der Fokus auf der Variation der jeweiligen Einflussgrößen zur Untersuchung der Änderungen in Stellgeschwindigkeiten und Schwingweiten. Dazu wurde jeweils ein definierter Phasensprung durchgeführt, sodass alle Ergebnisse eindeutig und vergleichbar waren. Aus den Änderungen ließen sich Verläufe aufzeichnen, welche wiederum in mathematische Grundgleichungen überführt werden konnten. Anschließend wurden die Gleichungen kombiniert und validiert. Dabei zeigten sich nur geringfügige Abweichungen. Nachdem die Validität bewiesen wurde, wurden die Ausgangsgrößen beschrieben. Es wurde ermittelt, wie sich die Änderungen der Eingänge auf die jeweiligen Stopp-/Start-Strategien auswirken. Die jeweiligen Strategien wurden dabei über die Änderung der Startdauer quantifiziert. Bei der KMP-Strategie erfolgte diese über die Startwahrscheinlichkeit des nachfolgenden Direktstarts. Durch die Verläufe der Untersuchung konnten erneut wichtige Grundgleichungen ermittelt werden, welche letztlich, zusammen mit den vorherigen Gleichungen, zu einem kanonisierten Grundsystem zusammengefügt wurden.

Die Validierung des Gesamtsystems beschreibt die fünfte und letzte Phase der Vorgehensmethodik. In dieser wurde zunächst gezeigt, wie eine be-

nutzerfreundliche Oberfläche zur Anwendung der Basisgleichungen aussehen könnte. Hierzu wurde eine grafische Oberfläche programmiert, über die der Anwender die Eingangsgrößen in spezifischen Grenzen variieren konnte. Bei der Validierung wurden zunächst die Default-Werte, also die 100% Werte überprüft. Dort zeigten sich nur geringfügige Abweichungen zu den realen Mess- und Simulationsergebnissen. In den nachfolgenden Betrachtungen lag der Fokus daher bewusst auf den Grenzbereichen, die bereits bei vorherigen Untersuchungen zu Unplausibilitäten führten. Bei der Ergebnisdarstellung zeigten sich auch dort vergleichbare Ausprägungen, wodurch sich die Notwendigkeit einer genaueren Maskierung herauskristallisierte. Als erstes Fazit konnte jedoch eindeutig belegt werden, dass die Darstellung des komplexen Zusammenhangs „passiver elektromechanischer Phasensteller in Verbindung mit verschiedenen Stopp-/Start-Strategien“ sehr gut gelöst wurde.

Nachdem alle Phasen der Vorgehensmethodik dargestellt wurden, konnte diese in eine grafische Form überführt werden (vgl. Kapitel 8). Das Ergebnis der Ablaufstruktur führte zu der finalen Bezeichnung: dem R-Modell. Anhand dessen konnte gezeigt werden, dass alle fünf Zieldefinitionen erfolgreich integriert und optimal genutzt werden konnten. Dadurch konnte das R-Modell als ein geeignetes und sinnvolles Tool zur Vereinheitlichung von mechatronischen Entwicklungen dargestellt werden.

Durch die erstellte Methodik ist zukünftigen Entwicklungsprozessen eine wertvolle Leitlinie gegeben worden. Durch das Durchführen der fünf Phasen können sowohl neue Komponenten als auch Varianten bestehender Komponenten entwickelt und erprobt werden. Für Neukonstruktionen empfiehlt es sich gegebenenfalls das R-Modell in in das V-Modell einzubinden. Dadurch würde im ersten Schritt die Systemintegration bereits detaillierter ausfallen und zugleich die notwendige kanonisierte Basisform liefern, sodass in der zweiten Iterationsschleife bereits auf eine höhere Dynamik zurückgegriffen werden könnte. Andererseits würde damit das Problem gelöst werden, dass mit dem R-Modell gerade im Bezug auf die Validierung der Modellbildung wichtige Messdaten realer Prozesse benötigt werden. Für komplett neue Erstentwürfe stellt sich daher die Frage, inwieweit die Aussagekraft der Modelle gewährleistet werden kann. Durch die einmalige Kopplung beider Modelle würde jedoch im ersten Schritt genau diesem Problem Abhilfe geschaffen werden. Daraus ergibt sich auch gleich der Ausblick für weitere

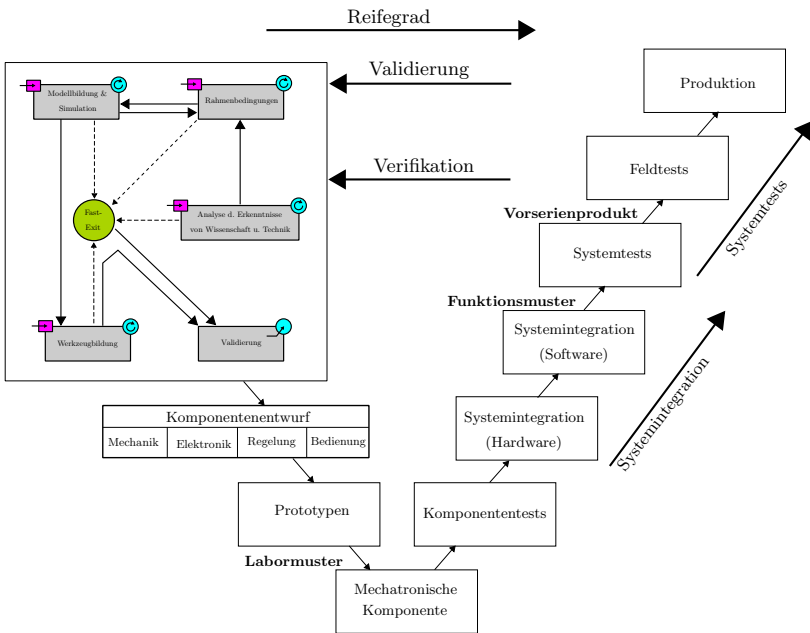


Abbildung 9.1: Konzeptentwurf des V-und-R-Modells

Untersuchungen: Neben der Kombination von bereits bewährten Modellen mit dem R-Modell sollte dieses auch im Bezug auf andere Anwendungsgebiete überprüft werden. Durch die neuen Rahmenbedingungen könnten mögliche Lücken oder Ergänzungen ermittelt werden, über die das R-Modell weiterentwickelt werden würde. So zeigten sich beispielsweise erste Probleme in der Kanonisierung der Phasensteller, bzw. der Stopp-/Start-Strategien. Plötzliche Sprungstellen oder unplausible Verläufe müssen somit aufwendig interpretiert und analysiert werden, bevor ein richtiges Ergebnis erhalten wird. Ebenso ist es stets fragwürdig, mit welchem Ansatz ein Verlauf, der sich aus der Verbindung einzelner Messpunkte ergibt, beschrieben wird (z.B. linear, oder über ein Polynom). Ebenso ist die Ordnung entscheidend und die Breite des Messfensters. So sind Polynome n -ter Ordnung nur für n -Messpunkte gültig. Außerhalb des Polynoms ist der Fehler meist extrem groß, sodass dort der reale Verlauf nicht mehr abbildbar ist. Wird also ein falscher Ansatz gewählt, so würde dies für den späteren Anwender bedeuten, dass er eine mögliche Konfiguration bildet, die dem realen Verhalten nicht mehr gerecht wird. Durch diese individuelle systemspezifische Problematik kann daher auch kein einheitliches Vorgehen angeboten werden.

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass die entwickelte Vorgehensmethodik große Potenziale bietet. Zwar steckt das R-Modell noch in den Kinderschuhen, alleine durch die Tatsache begründet, dass es anhand eines einzigen wenn auch sehr komplexen Anwendungsfalls entwickelt wurde, kann aber dafür in jeder Ebene der Entwicklung mechatronischer Systeme und Komponenten eingesetzt werden. Dadurch ergeben sich für zukünftige Prozesse große Einsparpotenziale, sowohl zeittechnisch als auch kostentechnisch. Basierend auf der Tatsache, dass Entwicklungsumfänge komplexer Bauteile selten von Grund auf neu aufgezo- gen werden, kann das R-Modell nahezu allumfassend genutzt werden. Im Anwendungsfall von Verbrennungsmotoren basieren beispielsweise neue Motorgenerationen auf den vorherigen. Da für die vorherigen Aggregate bereits ausreichend viele Messdaten und Modellbildungen existieren, kann das R-Modell sofort genutzt werden. Um letztlich den gesamten Prozess optimal zu versorgen, empfiehlt sich daher eine schrittweise Abbildung aller relevanten Komponenten und Merkmale. Dabei kann der Abstraktionsgrad für Prozesse der Makroebene deutlich reduziert werden, während auf der Mikroebene maximale Präzision vorherrscht.

Für die Zukunft bleibt zu hoffen, dass das R-Modell mehr als nur das Ergebnis einer Promotionsarbeit bleibt. Durch seine Vorzüge sollte es seinen Platz in der Entwicklung mechatronischer Systeme und Komponenten finden.



A.1 Ergänzung: Brennverfahren

In diesem Abschnitt werden verschiedene Brennverfahren in Ergänzung zu Kapitel 3.2.1 aufgeführt und beschrieben.

A.1.1 RZV

Die **RaumZündVerbrennung** (engl: HCCI bzw. CAI) ist ein Konzept zur strategischen Kombination von Otto- und Dieselmotoren. Niedrige Emissionswerte bei einem hohen Wirkungsgrad sind dabei zielgebend. Unter homogener Kompressionszündung wird eine kontrollierte Selbstzündung des Kraftstoff-Luftgemisches im Brennraum verstanden. Zum Ende der jeweiligen Kompression benötigt das Frischgas eine spezifische Temperatur zur Selbstzündung [Herrmann et al., 2007], [Juretzka and Schäfflein, 2004]. Diese wird durch „negative Ventilüberschneidung“ erreicht. Ein frühes Auslassschließen (FAS) hält eine definierte Restgasmenge zurück. Dieses Restgas wird durch spätes Öffnen des Einlassventils im LWOT erneut verdichtet und expandiert [Süss et al., 2011]. Zu diesem Zeitpunkt wird vorab bereits Kraftstoff eingespritzt, welcher durch die krompressionsbedingt freigesetzte Wärme bereits vorzünden kann. Die Vorteile des RZV sind ein niedrigerer Kraftstoffverbrauch bei gleichzeitig geringeren NO_x -Emissionen. Der qualitative Zylinderdruckverlauf ist in Abbildung A.1 dargestellt. Aus internen Untersuchungen der Daimler AG ergeben sich folgende Stellanforderungen:

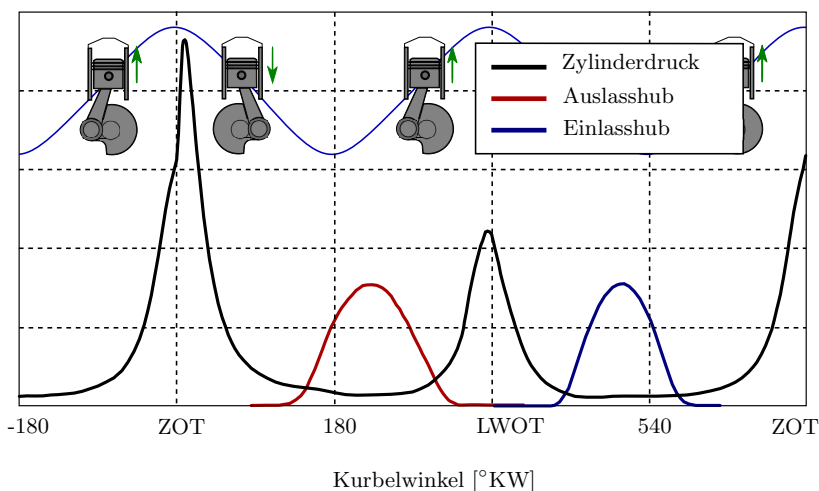


Abbildung A.1: Zylinderdruck und Ventilhübe bei Abgasrückhaltung [Süss et al., 2011]

Die Raumzündverbrennung hat systembedingte Grenzen. Das kontrollierte

Tabelle A.1: Anforderungen an die Phasensteller für RZV

Position der Auslassnockenwelle:	frühe Phasenlage
Stellbereich der Auslassnockenwelle: bezogen auf LWOT bei 2mm Hub	$\leq -40^\circ \text{KW}$
Position der Einlassnockenwelle:	späte Phasenlage
Stellbereich der Einlassnockenwelle: bezogen auf LWOT bei 2mm Hub	$\geq 100^\circ \text{KW}$
Notwendigkeit Camtronic E/A:	E/A-Camtronic notwendig

Selbstzünden funktioniert nur bis zu einem bestimmten Druckniveau. Höhere Lasten führen zu einer Verlagerung des Zündwinkels hin zu früheren Positionen. Somit ist RZV nur auf kleinem Hub in der Teillast einsetzbar.

A.1.2 NAV

Die Bezeichnung NAV steht für „NO_x-arme Verbrennung“. Das Brennverfahren ist eine Weiterentwicklung des zuvor erwähnten RZV. Es kombiniert die Selbstzündung mit einer homogenen Flammenfrontverbrennung bei homogener, hoher Ladungsverdünnung. Genau wie RZV handelt es sich um ein mageres Brennverfahren mit hohem Wirkungsgrad [Dieler et al., 2012]. Der entscheidende Unterschied liegt in der Ausgestaltung der Nockenwellen und mit dem damit einhergehen Kennfeld. Durch die Kombination beider Strategien können größere Hubprofile gefahren und folglich deutlich höhere Lastbereiche genutzt werden. Abbildung A.2 zeigt qualitativ die Unterschiede der Hubkurven für RZV und NAV. Der Auslass für NAV besitzt einen ähnlichen Ventilhub, öffnet jedoch deutlich länger als bei RZV. Im Einlass ist die Abweichung deutlich größer. Hier hat das Einlassventil einen knapp 30% höheren und ebenfalls deutlich längeren Ventilhub. Dies bedingt höhere Füllmengen an Frischgas zu Gunsten höherer Lastpunkte. Abbildung A.3 zeigt ein mögliches Motorkennfeld für magerbetriebene Ottomotoren. Die Zustände Q1 - Q4 beschreiben unterschiedliche Paarungen von Ventilhuben, welche über eine variable Hubverstellung sequentiell umgeschaltet werden können. Q4 beschreibt RZV und ist in Abbildung A.3 grün-rechtsschraffiert dargestellt. Der Übergang zu Q3 und später Q1 geht mit höheren Lastpunkten einher. Gleichzeitig werden die Nockenwellen aus negativer in positive Überschneidung verstellt. Durch die konsequente Erweiterung von RZV zu NAV wirken sich die Verbrauchsvorteile auch bei steigenden effektiven Mitteldrücken aus. Für die Phasensteller ergeben sich bei NAV nachfolgende Anforderungen:

Tabelle A.2: Anforderungen an die Phasensteller für NAV

Position der Auslassnockenwelle:	frühe Phasenlage
Stellbereich der Auslassnockenwelle: bezogen auf LWOT bei 2mm Hub	$\leq - 80^\circ\text{KW}$
Position der Einlassnockenwelle: bezogen auf LWOT bei 2mm Hub	späte Phasenlage
Stellbereich der Einlassnockenwelle:	$\geq 50^\circ\text{KW}$
Notwendigkeit Camtronic E/A:	E/A-Camtronic notwendig

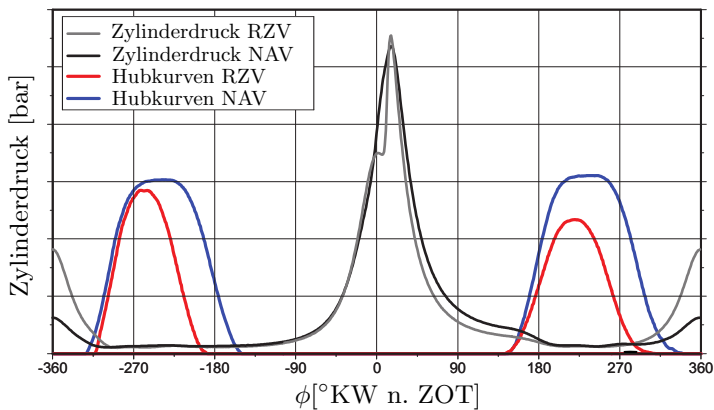


Abbildung A.2: Vergleich der Hubkurven und Zylinderdrücke von RZV mit NAV [Dieler et al., 2012]

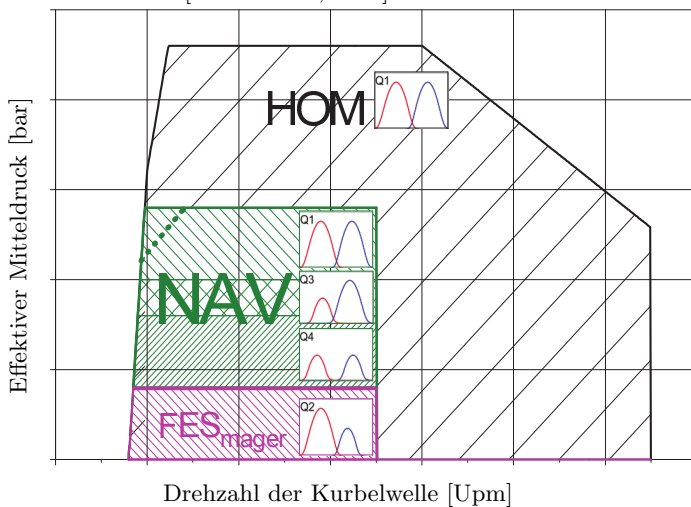


Abbildung A.3: Motorkennfeld mit drei homogenen Brennverfahren [Dieler et al., 2012]

A.1.3 Scavenging

Neben der artifiziiellen Verkleinerung des Brennraumvolumens, gehören auch immer häufiger Abgasturbolader zu den Maßnahmen im Downsizing. Abgas-

turbolader arbeiten mit dem Abgasstrom, der über eine auf einer Welle gelagerten Schaufel Frischgas verdichtet. Ist der Abgasstrom zu gering, kann der Turbolader nur kleine Frischgasmenen vorverdichten. Die Konsequenz ist ein geringes maximales Drehmoment im Niederdrehzahlverlauf. Diesem um-

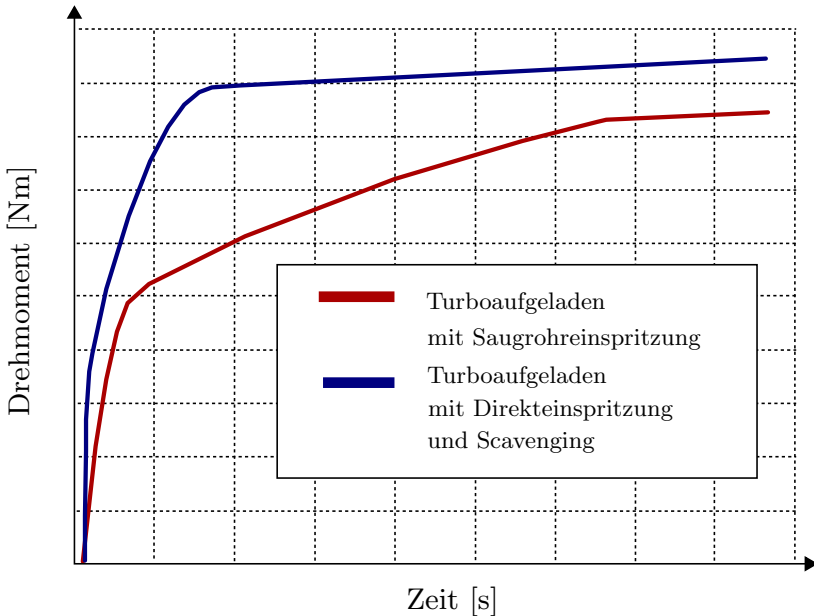


Abbildung A.4: Momentenverlauf eines turboaufgeladenen Ottomotors mit und ohne Scavenging [Robert-Bosch-GmbH, 2012]

gangssprachlich auch als „Turboloch“ bezeichnetem Phänomen wird durch ein kontrolliertes Spülgefälle in der Ventilüberschneidungsphase entgegengewirkt (siehe Abbildung 3.9). Durch den Druckunterschied von Abgas- (niedriges Druckniveau) zu Ansaugtrakt (hohes Druckniveau) wird das Frischgas direkt in den Abgastrakt gespült. Im Abgastrakt kann es zu weiteren Reaktionen kommen. Reagieren nicht oxidiertes Restgas und Frischgas, so erhöht dies gleichzeitig die Abgasenthalpie für die Turbine. Durch Scavenging wird das Ansprechverhalten turboaufgeladener Verbrennungsmotoren im Niederdrehzahlbereich verbessert [Schmid et al., 2010], [Brandt et al., 2005]. Diesen Effekt zeigt Abbildung A.4. Ein direkter Vergleich zwischen einem turboaufgeladenen Antriebssystem mit und ohne Scavenging verdeutlicht das

schnellere Erreichen des maximalen Drehmomentes. Auch in höheren Drehzahlbereichen ist Scavenging geeignet. Durch das Ausspülen des Brennraums erhöht sich prozentual der zur Verbrennung vorhandene Frischgasanteil. Dies hat eine niedrigere Ladungstemperatur und sowie das Absenken der Klopfneigung zur Folge. Folglich lassen sich frühere Zündzeitpunkte einstellen, die positive Auswirkungen auf den Wirkungsgrad haben [Schmid et al., 2010]. Tabelle A.3 zeigt die notwendigen Nockenwellenpositionen. Sie lassen sich aus dem Prinzip des Scavenging ableiten.

Tabelle A.3: Anforderungen an die Phasensteller für Scavenging

Position der Auslassnockenwelle:	späte Phasenlage
Stellbereich der Auslassnockenwelle: bezogen auf LWOT bei 2mm Hub	+ 8°KW
Position der Einlassnockenwelle:	frühe Phasenlage
Stellbereich der Einlassnockenwelle: bezogen auf LWOT bei 2mm Hub	- 5°KW
Notwendigkeit Camtronic E/A:	Nein

A.1.4 Plateau-Nocken

Die Weiterentwicklung des Scavenging ist das (für diese Arbeit aus Vertraulichkeitsgründen umbenannte) „Plateau-Nocken“ Brennverfahren [Schilling et al., 2013]. Um den Effekt der Zylinderspülung zu erhöhen, wird die einlassseitige Ventilöffnungsauer verändert. Die Ventilöffnungskurve erhält ein mindestens 2,5mm hohes Plateau, dessen Formgebung gemäß Abbildung A.5 variieren kann. Der Zusatz an Ventilüberschneidung bewirkt im Teillastbereich eine Erhöhung der Zylinderspülung, wodurch sowohl die Abgastemperaturen, als auch die NO_x Emissionen weiter gesenkt werden. Umpositionieren des AS (Auslass Schließt) nach und des EÖ (Einlass Öffnet) vor dem LWOT bewirkt eine innere AGR (Abgas-Rückführung). Diese erlaubt eine zusätzliche Steigerung des Wirkungsgrades, da die heißen Abgase die Zylinderinnentemperaturen erhöhen. Ebenso ist es denkbar, die Einlasswelle so spät zu positionieren, dass das Plateau das AS nicht mehr tangiert.

Die maximal mögliche Ventilüberschneidung basiert grundsätzlich, wie in Abschnitt 3.2.1 erwähnt, auf mechanischen Grenzen. Um Ventil-Kolben-

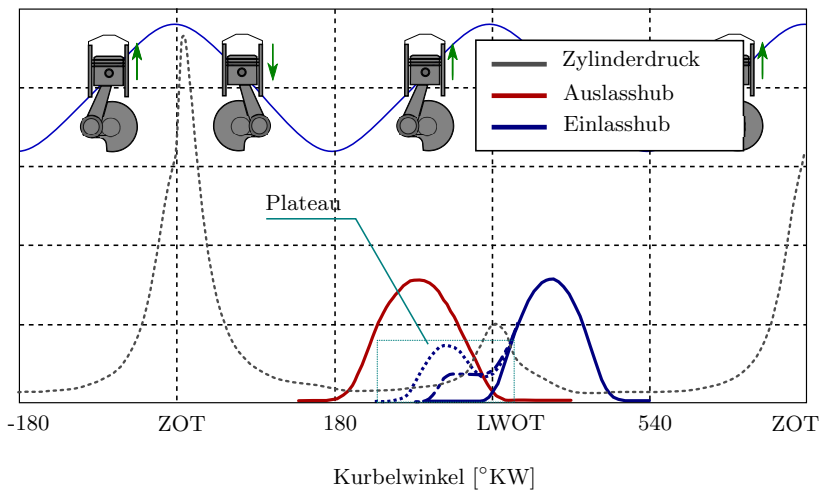


Abbildung A.5: Varianten von Einlassnockenwellen-Plateaus [Schilling et al., 2013]

Kollisionen zu verhindern, muss der Kolbenhub variabel gestaltet werden. Mögliche Varianten einer variablen Verdichtung sind im Anhang in Abbildung A.7 dargestellt. Das Brennverfahren benötigt eine Camtronic, da das Plateau und die damit verbundene Spülung lediglich eine Teillaststrategie darstellen. Die Anforderungen für das Plateau-Nocken Brennverfahren zeigt Tabelle A.4:

A.2 Startersysteme

In diesem Abschnitt werden verschiedene Starteinrichtungen in Ergänzung zu Kapitel 3.2.5 aufgeführt und beschrieben.

A.2.1 Ritzelstartergenerator

Das System mit der häufigsten Anwendung in Serienfahrzeugen ist der konventionelle Ritzelstartergenerator. Der Kraftübertrag des Starters auf die Kurbelwelle erfolgt über einen außenverzahnten Zahnkranz. Im Startfall spurt der Anlasser in die Verzahnung ein. Im Idealfall stehen Ritzel und Zahnkranz fluchtend, sodass ein unmittelbarer Zahneingriff erfolgt. In ca.

Tabelle A.4: Anforderungen an die Phasensteller für Plateau-Nocken Brennvorfahren

Position der Auslassnockenwelle:	späte Phasenlage
Phasenlage der Auslassnockenwelle: bezogen auf LWOT bei 2mm Hub	+ 8°KW
Position der Einlassnockenwelle:	frühe Phasenlage
Phasenlage der Einlassnockenwelle: bezogen auf LWOT bei 2mm Hub	- 50°KW
Notwendigkeit Camtronic E/A:	E-Camtronic notwendig

70% der Fälle kommt es jedoch zu Kollisionen [Fesefeldt, 2010]. Um dennoch einzuspüren wird das axiale Kraftniveau kontinuierlich erhöht und gleichzeitig das Ritzel in eine Drehbewegung versetzt, bis die erzeugte Spannkraft ausreichend groß ist, um die Zähne mechanisch zu koppeln [Rober-Bosch-GmbH, 2013]. Der Kontakt von Ritzel und Zahnkranz dient als Kontaktbrücke des Antriebsmotors. Sobald die Zähne korrekt ineinandergreifen, schließt sich diese und der Hauptstrom fließt. Das Übersetzungsverhältnis ist so hoch gewählt, dass alle Reib- und Losbrechmomente im Verbrennungsmotor überwunden werden und dieser losdreht. Der Momentenverlauf ist ungleichförmig: Durch Gaswechselerarbeit (Kompression und Dekompression) der Zylinder sind die vom Anlasser aufzubringenden Widerstandsmomente wechselhaft. Diese Schwingungen sind charakteristisch für das Anlassgeräusch eines Ritzelstartergenerators.

Ist der Verbrennungsmotor synchronisiert, wird die Einspritzung freigegeben. Anschließend zündet der Motor das Frischgas und übernimmt den Antrieb. Nach einigen Arbeitstakten ist die Kurbelwellendrehzahl bereits höher als die Anlasserdrehzahl, sodass nun die Ritzelwelle des Starters angetrieben wird. Um diesen vor Verschleiß zu schützen, ist ein Freilauf integriert. Zu diesem Zeitpunkt wird ebenfalls der Starterstrom zurückgenommen und die Ritzelwelle spurt aus. Im Falle eines Change-of-Mind bedeutet dies eine Zeitverzögerung. Ist die Drehzahl hoch, ist ein Einspüren unmöglich. Erst nach Erreichen eines niedrigeren Niveaus, kann der Wiederstart initiiert werden. Nach [Fesefeldt, 2010] ergeben sich die nachfolgenden Vor- und Nachteile des Ritzelstartergenerators:

Vorteile

- Zuverlässig, robust, erprobt, ausgereift
- Hohes (Kalt-)Startmoment durch große Übersetzung
- Sichere Drehmomentübertragung über Zahnräder
- kostengünstig (auch durch Skaleneffekte)

Nachteile

- Bauraumbedarf für den Anlasserzahnkranz
- Charakteristisches Anlassergeräusch
- Lange Startdauer durch Einspurvorgang und Synchronisierung
- Absicherung des 12V-Bordnetz nötig [Knorr et al., 2010]
- Keine Möglichkeit nach System- oder Fahrerwunsch zu unterscheiden

A.2.2 Riemen-Starter-Generator (RSG)

Der Riemen-Starter-Generator (RSG) ist, wie der Name bereits verrät, über einen Riemen mit der Kurbelwelle verbunden. Er befindet sich in permanenter Kopplung mit dem Antriebsstrang. Hierdurch ist es jederzeit möglich Fahrerwünsche zu adaptieren (bspw. Change of Mind [siehe Kapitel 3.2.4]. Im Startfall wird der RSG mit dem Startstrom versorgt. Die Rotation der Riemenscheibe wird kraftschlüssig an die Kurbelwelle übertragen [Arnold et al., 2002]. Das Übersetzungsverhältnis erzeugt eine im RSG integrierte Getriebestufe [Bischof et al., 2004]. Je nach Funktionsumfang kann der RSG auch im Generatorbetrieb genutzt werden. Er ersetzt somit die herkömmliche Lichtmaschine. [Bastian, 2012] sieht hierfür ein schaltbares Planetengetriebe vor. Befindet sich die Verbrennungskraftmaschine im Schubbetrieb, kann Energie rückwirkend rekuperiert werden. Mit einem hohen Wirkungsgrad von bis zu 77% bedeutet dies zusätzlich bis zu 2% an Verbrauchs- und Emissionsreduzierung im NEFZ [Robert-Bosch-GmbH, 2010]. Eine Variation der Übersetzungsstufen, jeweils für den motorischen bzw. generatorischen Betrieb, ermöglicht es den Wirkungsgrad weiter zu verbessern. Auch ist der Vortrieb bis zur Maximaldrehzahl des RSG rein elektrisch denkbar. Diese

Maximaldrehzahl wird durch Größe des Generators und Ausgestaltung des Bordspannungsnetzes (14V/42V) sowie der Leistungselektronik (LE) definiert. Im Gegensatz zum konventionellen Startergenerator ist der RSG nahezu geräuschlos. Ebenso entfällt nahezu das Motorschwingen durch zügiges Überwinden des Resonanzfrequenzbandes im Motorhochlauf (siehe Kapitel 3.2.2). Beim Change-of-Mind ist der RSG jederzeit einsetzbar. Hierzu wird einfach vom Generator- in den Motorbetrieb umgeschaltet.

Der RSG ist durch seine Wirkweise begrenzt. Zum einen ist er bisher nur im positiven zweistelligen Temperaturbereich einsetzbar. Bei niedrigen Temperaturen wird weiterhin ein konventioneller Ritzelstartergenerator benötigt [Hirschmann and Schachtner, 2009]. Auch wenn die Quelle Lösungen für die Bereitstellung der erforderlichen Leistung bei -28°C darbietet, so können dennoch Effekte wie das Vereisen des Riemens einen Motorstart verhindern. Zum anderen kann im normalen Betrieb ebenso mit Verschmutzungen oder Ölablagerungen gerechnet werden. Nach [Fesefeldt, 2010] ergeben sich die nachfolgenden Vor- und Nachteile des Riemenstartergenerators:

Vorteile

- Flexibilität in der Positionierung im Riementrieb,
- Anlasser und Lichtmaschine in einem Bauteil,
- Übersetzungsverhältnis ermöglicht kleine Bauform,
- Drehmomentbereitstellung ohne Verzögerung,
- Höherer elektrischer Wirkungsgrad als Lichtmaschine und Anlasser,
- Nahezu geräuschlos,
- Hohe erreichbare Drehzahlen

Nachteile

- Verluste durch Drehmomentübertragung über Riementrieb,
- Grenzen der Kraftübertragung über den Riemen,
- Gewährleistung der Kaltstartfähigkeit,

- Verschleiß,
- Kosten für RSG und LE

A.2.3 Integrierter-Startergenerator (ISG/KSG)

Der Integrierte-Startergenerator (ISG) ist direkt im Kurbeltrieb des Verbrennungsmotors integriert. Die Rotorwelle sitzt konzentrisch auf der Kurbelwelle. Aus diesem Grund ist der ISG in der Literatur auch häufig unter Kurbelwellen-Startergenerator (KSG) zu finden. Die Drehzahl des Rotors entspricht der Drehzahl der Kurbelwelle. Dies ermöglicht einen permanenten Eingriff des ISG auf den Fahrbetrieb, sodass Fahrzeuge mit ISG die Klasse der Mild-Hybrid-Fahrzeuge bilden [Warburg et al., 2002], [Lehmann and Koch, 2000], [Dubus et al., 2001], [Dubus et al., 2001], [Weimer and Sattler, 2001], [Kruse et al., 2002]. Für den Change-of-Mind bedeutet dies maximale Flexibilität.

Die Dimension des ISG ist ausschlaggebend für das Leistungsniveau. Zwar steigert ein Mehr an Tiefe und Durchmesser das Leistungsniveau, jedoch geht dies mit höherem Gewicht und steigenden Kosten einher. Des weiteren limitieren das Bordspannungsnetz und die LE, in ähnlichem Ausmaß wie beim RSG. Die Verbrauchsvorteile des ISG mit Stopp-Start-Funktion liegen im NEFZ bei bis zu 5% [Warburg et al., 2002]. Mit gleichzeitiger Rekuperation von Bremsenergie im Schubbetrieb sind bis zu 13% erreichbar [Schmid et al., 2001].

Nach [Fesefeldt, 2010] ergeben sich die nachfolgenden Vor- und Nachteile des Integrierten-Startergenerators:

Vorteile

- Anlasser und Lichtmaschine in einem Bauteil
- Drehmomentbereitstellung ohne Verzögerung
- Höherer elektrischer Wirkungsgrad als Lichtmaschine und Anlasser
- Nahezu geräuschlos
- Hohe erreichbare Drehzahlen

- Kaltstart kann von beiden EM zusammen ausgeführt werden
- Beschränkung der Drehmomentübertragung nur durch Betriebsstrategie und Leistungsfähigkeit des Hybridsystems

Nachteile

- Hoher Bauraumbedarf
- Hohe Kosten

A.3 Patentanmeldungen

In diesem Abschnitt werden eigene Patentanmeldungen vorgestellt, welche den vorangegangenen Forschungen und Untersuchungen entstammen.

A.3.1 NoWe Steller mit hoher Stellgeschwindigkeit und geringen Schwingwinkeln

Patentnummer: DE 10 2014 016 757 A1

„Die Erfindung betrifft einen Nockenwellenversteller [...], insbesondere zur Verstellung einer Phasenlage zwischen einer Nockenwelle [...] und einer Kurbelwelle einer Brennkraftmaschine, mit einer mit der Nockenwelle [...] verbundenen Stellwelle [...], die zum Einleiten eines Stellmoments auf die Nockenwelle [...] vorgesehen ist, und mit zumindest einem Drehmassenkörper [...], der dazu vorgesehen ist, in zumindest einem Betriebszustand mit einem effektiven Trägheitsmoment auf die Stellwelle [...] einzuwirken, wobei der Nockenwellenversteller [...] eine Einstelleinheit [...] aufweist, die dazu vorgesehen ist, einen Wert des effektiven Trägheitsmoments während eines Betriebs zu verändern.,,

A.3.2 Betriebsstrategie für Nockenwellensteller Erkennung mechanischer Anschlag beim Motorstart einer BKM

Patentnummer: DE 10 2014 014 088 A1

„Die Erfindung betrifft eine Brennkraftmaschinenvorrichtung, insbesondere für eine Brennkraftmaschine eines Kraftfahrzeugs, mit einem Nockenwellensensor [...], der dazu vorgesehen ist, zumindest eine Drehzahl [...] einer Nockenwelle [...] zu erfassen, mit einem Kurbelwellensensor [...], der dazu vorgesehen ist, zumindest eine Drehzahl [...] einer Kurbelwelle [...] zu erfassen, und

mit einer Steuer- und/oder Regeleinheit [...], die dazu vorgesehen, nach einer Initialisierung eine Absolutposition der Nockenwelle [...] und/oder eine Absolutposition der Kurbelwelle [...] zu bestimmen, wobei die Steuer- und/oder Regeleinheit [...] dazu vorgesehen ist, die Initialisierung in Abhängigkeit von der Drehzahl [...] der Kurbelwelle [...] und der Drehzahl [...] der Nockenwelle [...] zu starten, sowie ein Verfahren zum Betrieb einer Brennkraftmaschine.“

A.3.3 Schnelle Phasenverschiebung durch gezieltes Ausnutzen der Wechselmomente

Patentnummer: DE 10 2014 018 311 A1

„Die Erfindung betrifft eine Nockenwellenverstellvorrichtung für einen Verbrennungsmotor eines Kraftfahrzeugs, mit zumindest einem Nockenwellensteller [...], der dazu vorgesehen ist, eine Phasenlage zwischen einer Nockenwelle [...] und einer Kurbelwelle [...] zu verstellen, und mit einer Steuer- und/oder Regeleinheit [...], die dazu vorgesehen ist, in zumindest einem zur Einstellung einer Sollphasenlage vorgesehenen Verstellvorgang den Nockenwellensteller [...] zumindest zeitweise anzusteuern, wobei die Steuer- und/oder Regeleinheit [...] während dem Verstellvorgang dazu vorgesehen ist, in Abhängigkeit von zumindest einem Betriebsparameter eine aktive Verstellung und eine passive Verstellung der Phasenlage vorzusehen. Ferner betrifft die Erfindung ein Verfahren zur Steuerung und/oder Regelung der Nockenwellenverstellvorrichtung.“

A.3.4 Einlassseitige Abstellstrategie eines passiven elektromechanischen Nockenwellenstellers im Anwendungsfall des Direktstarts

Patentnummer: DE 10 2014 014 279 A1

„Die Erfindung betrifft eine Nockenwellenverstellvorrichtung für einen Verbrennungsmotor eines Kraftfahrzeugs, mit zumindest einem Nockenwellensteller [...], der zur Verstellung einer Phasenlage zwischen einer Nockenwelle [...] und einer Kurbelwelle [...] lediglich in eine erste Verstellrichtung aktiv ansteuerbar ist, und mit einer Steuer- und/oder Regeleinheit [...], die dazu vorgesehen ist, den Nockenwellensteller [...] zur Verstellung der Phasenlage in die erste Verstellrichtung anzusteuern und zur Verstellung der Phasenlage in eine der ersten Verstellrichtung entgegengerichtete zweite Verstellrichtung

eine Ansteuerung des Nockenwellenstellers [...] aufzuheben, wobei die Steuer- und/oder Regeleinheit [...] während einem Motorabstellvorgang dazu vorgesehen ist, zunächst zumindest eine Zwischenphasenlage [...] und anschließend eine Motorstartphasenlage [...] anzufahren. Ferner betrifft die Erfindung ein Verfahren zur Steuerung und/oder Regelung der Nockenwellenstellvorrichtung.,,

A.3.5 Aktive Spätpositionierung eines passiven elektromechanischen Nockenwellenstellers bei Umkehrrichtung der Kurbelwelle

Patentnummer: DE 10 2014 011 993 A1

„Die Erfindung betrifft eine Nockenwellenstellvorrichtung für eine Brennkraftmaschine eines Kraftfahrzeugs, mit einem Stellgetriebe [...], das ein Anbindungselement [...] zur Anbindung einer Kurbelwelle [...] aufweist, und mit einer Bremsvorrichtung [...], die in zumindest einem Betriebsmodus zur Verstellung einer Nockenwellenphasenlage vorgesehen ist, und mit einer Steuer- und/oder Regeleinheit [...], die dazu vorgesehen ist, die Bremsvorrichtung [...] zur Einstellung der Nockenwellenphasenlage anzusteuern, und die dazu vorgesehen ist, eine Drehrichtung der Kurbelwelle [...] zu erfassen, wobei die Steuer- und/oder Regeleinheit [...] dazu vorgesehen ist, bei einer Rückwärtsdrehung der Kurbelwelle [...] die Nockenwellenphasenlage aktiv einzustellen.
„

A.3.6 Aktive Anschlagpositionierung eines Nockenwellenstellers für den Fall eines Sensorausfalls

Patentnummer: DE 10 2014 018 195 A1

„Die Erfindung betrifft eine Ventiltriebvorrichtung [...] für ein Kraftfahrzeug, mit einer Nockenwelle [...], mit einem Nockenwellenversteller [...] zur Verstellung einer Phasenlage zwischen der Nockenwelle [...] und einer Kurbelwelle [...] einer Brennkraftmaschine, mit einem Nockenwellensensor [...] zur Bestimmung der Phasenlage der Nockenwelle [...] und mit einer Steuer- und/oder Regeleinheit [...] zur Ansteuerung des Nockenwellenverstellers [...], wobei die Steuer- und/oder Regeleinheit [...] dazu vorgesehen ist, bei einem Ausfall des Nockenwellensensors [...] den Nockenwellenversteller [...] zu einer Verstellung der Phasenlage der Nockenwelle [...] in Richtung auf eine Notfallposition anzusteuern.“

A.3.7 Initialisieren eines schwingenden Nockenwellenstellers

Patentnummer: DE 10 2014 016 484 A1

„Die Erfindung betrifft eine Nockenwellenvorrichtung für einen Verbrennungsmotor eines Kraftfahrzeugs, mit einer zur Betätigung von Gaswechselventilen vorgesehenen Nockenwelle [...], die wenigstens eine bevorzugte Schwingungslage aufweist, mit zumindest einem drehfest mit der Nockenwelle [...] verbundenen Sensorrad [...], das zumindest eine Sensorflanke [...] zur Erfassung eines Nockenwellenwinkels aufweist, und mit zumindest einem Sensor [...], der zur Detektion der zumindest einen Sensorflanke [...] vorgesehen ist, wobei das Sensorrad [...] eine Ausrichtung aufweist, durch die die zumindest eine Sensorflanke [...] dazu vorgesehen ist, in der bevorzugten Schwingungslage der Nockenwelle [...] ein Signal an dem Sensor [...] zu erzeugen sowie ein Verfahren zur Erfassung des Nockenwellenwinkels in der Nockenwellenvorrichtung.“

A.3.8 Kleiner passiver elektrischer Phasensteller mit hohem Kraftniveau

Patentnummer: DE 10 2014 005 921 A1

„Zusammenfassung: Die Erfindung betrifft eine Verstellvorrichtung, insbesondere zur Verstellung einer Nockenwelle [...] einer Brennkraftmaschine, mit einer Bremseinheit, die zumindest eine Bremsscheibe [...] aufweist, und mit zumindest einem Elektromagneten [...] zur Betätigung der Bremseinheit, der ein Joch [...] und einen von der Bremsscheibe [...] getrennt ausgebildeten Anker [...] aufweist, wobei die Bremsscheibe [...] zumindest teilweise räumlich zwischen dem Joch [...] und dem Anker [...] des Elektromagneten [...] angeordnet ist.“

A.3.9 Betriebsstrategie für aktive Verriegelung eines Nockenwellenstellers einer BKM

Patentnummer: DE 10 2014 005 949 A1

„Die Erfindung betrifft eine Nockenwellenverstellvorrichtung für eine Brennkraftmaschine eines Kraftfahrzeugs, mit zumindest einer Stellaktorik [...], die dazu vorgesehen ist, zur Verstellung einer Nockenwellenphasenlage eine Stellkraft bereitzustellen, und mit einer Steuer- und/oder Regeleinheit [...], die dazu vorgesehen ist, zur Verstellung der Nockenwellenphasenlage die Stellak-

torik [...] anzusteuern, wobei die Steuer- und/oder Regeleinheit [...] zumindest einen Verriegelungsmodus aufweist, in dem die Steuer- und/oder Regeleinheit [...] dazu vorgesehen ist, zum Einstellen und/oder Aufrechterhalten einer Verriegelungsphasenlage die Stellaktorik [...] anzusteuern. Des Weiteren betrifft die Erfindung ein Verfahren zur Steuerung und/oder Regelung einer solchen Nockenwellenverstellvorrichtung.“

A.3.10 Ventiltrieb mit Nockenwellensteller für eine BKM für einen optimierten Motorstart

Patentnummer: DE 10 2014 000 498 A1

„Während des Motorstarts, bei sehr niedrigen Motordrehzahlen wird der No-We Steller so angesteuert, dass der Einlassbeginn früh stattfindet. Danach verstellt der Steller noch während das Ventil offen ist die Steuerzeiten in Richtung spät. Dadurch wird nach dem Erreichen des max. Ventilhubes das Ventil etwas geschlossen und anschließend wieder weiter geöffnet. Der maximale Ventilhub wird also zweimal erreicht. Vorteile: Zu Beginn des Saughubs kann widerstandsarm angesaugt werden. Die gesamte Fläche unter der Ventilerhebungskurve ist größer als im Normalbetrieb. Der Einlassschluss liegt kurz nach dem UT. So dass weiter widerstandsarm angesaugt und die Füllung maximal wird. Der Anlasser erreicht die maximal mögliche Drehzahl. Das zum Starten bereitgestellte Drehmoment des Verbrennungsmotors ist sehr groß. Somit werden sehr kurze Startzeiten erreicht.“

A.3.11 Aktive Anschlagdämpfung für elektromechanische Nockenwellensteller

Patentnummer: DE 10 2014 002 362 A1

„Die Erfindung geht aus von einem Nockenwellenversteller zur Verstellung einer Phasenlage zwischen einer Kurbelwelle und einer Nockenwelle einer Brennkraftmaschine, mit einer Betriebsmittelversorgung, mit zumindest einem Endanschlagelement, das dazu vorgesehen ist, einen Stellbereich des Nockenwellenverstellers zumindest in einer Richtung formschlüssig zu begrenzen und das eine Anschlagfläche aufweist, und mit einer Anschlagdämpfung, die dazu vorgesehen ist, einen Betriebsmittelfilm zu einer Dämpfung auf der Anschlagfläche bereitzustellen.

Es wird vorgeschlagen, dass die Anschlagdämpfung aktiv ausgebildet ist.

Dadurch kann ein Anschlagen am Endanschlag besonders wirkungsvoll gedämpft werden und es kann ein besonders leiser Nockenwellensteller bereitgestellt werden und es kann ein hoher Komfort beim Betrieb eines Kraftfahrzeugs erreicht werden.“

A.3.12 Nockenwellensteller mit Verriegelungsmechanismus für eine BKM

Patentnummer: DE 10 2013 019 819 A1

„Verriegelungsmechanismus für einen Nockenwellensteller, der unabhängig vom Steuergerät oder dem Öldruck ist.

1. fliehkraftgesteuert Ein Fliehkraftmechanismus erkennt die Überschreitung einer Minstdrehzahl und entriegelt den Steller.
2. mechanisch Ein mechanischer Zählmechanismus zählt die ersten Zündungen nach dem Start und entriegelt den Steller nach beispielsweise zwei Zündungen.“

A.4 Kenngrößen des Ladungswechsels

Die Kenngrößen des Ladungswechsels ergeben sich aus der Betrachtung des Brennraumes. Abbildung A.6 veranschaulicht die verschiedenen Gasphasen und deren Massenaufteilungen. Dabei ergibt sich nach [Golloch, 2005] die Frischgasmasse zu

$$m_{ein} = m_{Fr} + m_{spül}, \quad (\text{A.1})$$

mit der Frischgasladungsmasse m_{Fr} und der Spülmasse $m_{Spül}$, die während der Ventilüberschneidung in den Abgaskanal strömt. Die verwertbare Masse des Gases im Zylinder errechnet sich aus der Frischgasmasse und der aus der vorherigen Verbrennung nicht vollständig ausgespülten Restgasmenge m_{RG} . Aus diesem Zusammenhang folgt:

$$m_{Zyl} = m_{Fr} + m_{RG} \quad (\text{A.2})$$

Nachdem der Verbrennungsvorgang abgeschlossen ist, wird das Verbrennungsgas m_{VG} ausgeschoben. Es gilt:

$$m_{aus} = m_{VG} + m_{spül}. \quad (\text{A.3})$$

Zur einheitlichen Charakterisierung des Ladungswechsels wird zwischen dem Luftaufwand λ_a und dem Liefergrad λ_l unterschieden. Beide Größen sind dimensionslos. Der Luftaufwand beschreibt das Verhältnis der absoluten Frischgasmasse zur theoretischen Ladungsmasse. Durch Einführen der Massendichte ergibt sich der gesamte Zusammenhang zu

$$\lambda_a = \frac{m_{ein}}{m_{th}} = \frac{m_{ein}}{\rho_{th} \cdot V_h}. \quad (\text{A.4})$$

Das Verhältnis aus der sich real im Zylinder befindenden Frischgasmenge zu der theoretischen Ladungsmasse ergibt den Liefergrad. Dieser besagt: Je deutlicher die reale Ladungsmasse der theoretischen entspricht, desto erfolgreicher ist der Ladungswechsel verlaufen.

$$\lambda_l = \frac{m_{Zyl}}{m_{th}} = \frac{m_{Zyl}}{\rho_{th} \cdot V_h}. \quad (\text{A.5})$$

Zur Berechnung der freiwerdenden Wärmeenergie wird der untere Heizwert H_u eingeführt. Dieser entspricht der maximal nutzbaren Wärmemenge

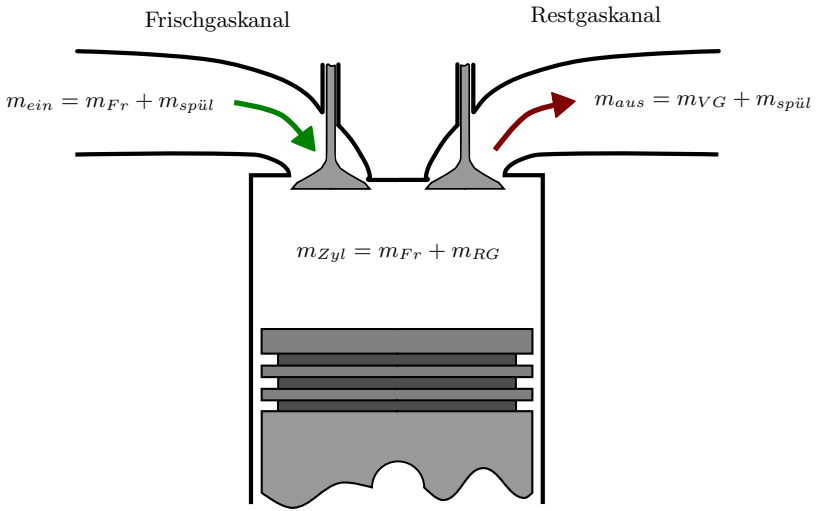


Abbildung A.6: Schematische Darstellung der Gasphasen im Brennraum und den Ladungswechselkanälen [Golloch, 2005]

der Verbrennung und ist, ähnlich dem Mindestluftbedarf L_{min} , eine kraftstoffspezifische Größe. Der Gemischheizwert H_G fasst diese Größen zusammen. Er stellt den Bezug der Brennstoffenergie zum Luftverhältnis $\lambda = m_L / (L_{min} \cdot m_B)$ dar:

$$H_G = \frac{m_B \cdot H_u}{V_L} = \frac{m_B \cdot H_u \cdot \rho_L}{m_L} = \frac{H_u \cdot \rho_L}{\lambda \cdot L_{min}}. \quad (A.6)$$

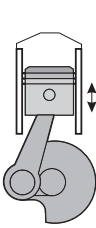
Damit umfasst er nicht nur den Einfluss kraftstoffspezifischer Größen wie H_u und L_{min} , sondern auch den Einfluss der Zustandsgrößen der Luft und der Luftmenge. Dies wird aus der spezifischen Dichte der Luft ρ_L deutlich. Nach dem idealem Gasgesetz wird die Dichte größer, wenn der Druck steigt, oder die Temperatur sinkt. Dies bedeutet ebenfalls einen Anstieg des Gemischheizwertes, welcher wiederum direkten Einfluss auf den Pleuennitteldruck p_{me} und somit auch auf das Motordrehmoment nimmt. Die stationäre Volumenänderungsarbeit errechnet sich aus dem Zusammenhang:

$$W_{Mot} = p_{me} \cdot V_h = \eta_i \cdot \eta_m \cdot m_B \cdot H_u, \quad (A.7)$$

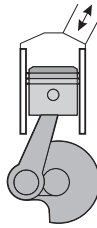
wobei der innere Wirkungsgrad $\eta_i = P_i / (\dot{m}_B \cdot H_u)$ und der mechanische Wirkungsgrad des Motors η_m ist. Durch Einsetzen der Gleichungen A.4 und A.6 in Gleichung A.7 und anschließendes Umstellen und Auflösen nach p_{me} ergibt sich:

$$p_{me} = \eta_i \cdot \eta_m \cdot H_G \cdot \lambda_a \cdot \frac{\rho_{th}}{\rho_L}. \quad (\text{A.8})$$

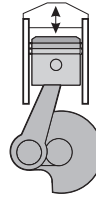
A.5 Abbildungen



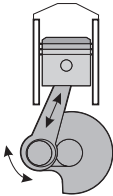
Vertikales Verschieben
des Zylinderblocks



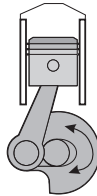
Variables Brennraumvol.
durch Nebenkolben



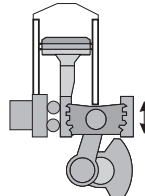
Kolben mit veränderbarer
Kompressionshöhe



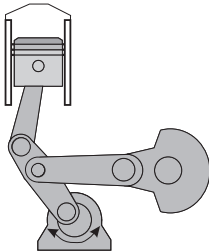
Pleuellagerung in
exzentrischem Hubzapfen



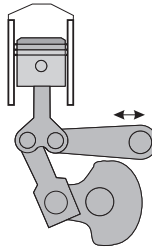
Exzentrische
Kurbelwellenlagerung



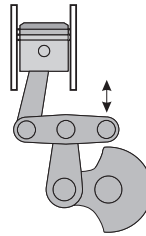
Kraftübertragung mit
Zahnstangengetriebe



Zweiter verschiebbarer
Anlenkpunkt f. Pleuel (1)



Zweiter verschiebbarer
Anlenkpunkt f. Pleuel (2)



Zweiter verschiebbarer
Anlenkpunkt f. Pleuel (3)

Abbildung A.7: Varianten unterschiedlicher Wirkprinzipien zur Ausgestaltung einer variablen Verdichtung [Gollock, 2005]

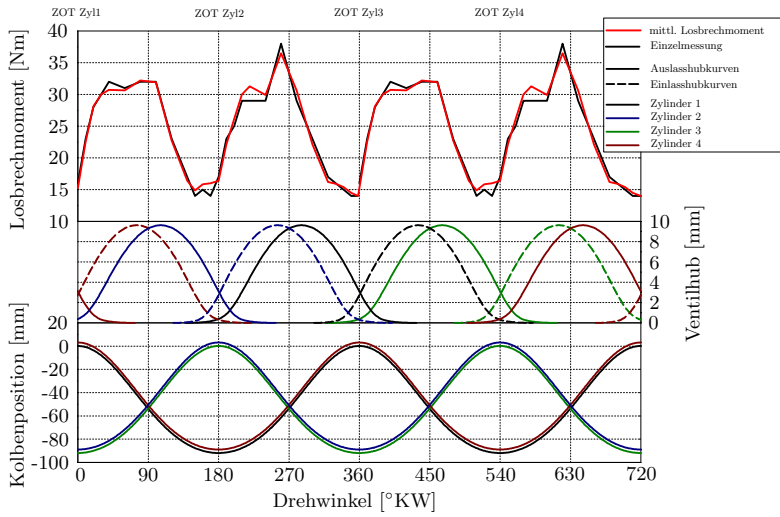


Abbildung A.8: Messung des Losbrechmomentes an der Kurbelwelle [Reinhuber, 2013]

A.6 Tabellen

Tabelle A.5: Normierte Schwingweite der Phasenlage vor dem Sprung

	%	Übersetzungsverhältnis i_{12}									
		30	35	40	45	50	55	60	65	70	75
Trägheitsmoment J1	10										
	15										
	20										
	25										
	30										
	35										
	40										
	45										
	50										
	55										
	60										
	65										
	70										
	75										
	80										
	85										
	90										
	95										
	100										
	105										
	110										
	115										
	120										
	125										
	130										
	135										
	140										
	145										
	150										
	155										
	160									14,8061	
	165									10,6181	
	170									8,04763	
	175									4,69625	
	180								17,0223	1,74953	
	185								13,1021	-2,29003	
	190								10,4537	-7,29904	
	195								7,80498	-6,04378	
	200							22,3462	3,87666	-4,51639	

Tabelle A.6: Normierte Schwingweite der Phasenlage vor dem Sprung

	%	Übersetzungsverhältnis i_{12}								
		80	85	90	95	100	105	110	115	120
Trägheitsmoment J1	10									
	15									
	20									
	25									
	30									
	35									
	40									
	45									
	50									
	55									17,5762
	60								18,2763	9,14925
	65							20,1311	10,1671	2,68017
	70							12,2562	3,42012	-3,58882
	75					16,2093	7,02836	-0,75105	-9,62197	
	80					9,52449	1,07666	-7,12094	-13,8255	
	85					5,17004	-3,94801	-12,3458	-18,3659	
	90				8,14475	-0,0807	-8,38008	-15,8568	-22,444	
	95				3,61339	-4,43801	-12,5544	-19,5433	-25,9094	
	100			9,8892	0	-9,24089	-16,9233	-23,3437	-29,5521	
	105			5,12307	-4,5366	-12,6477	-20,4277	-26,7874	-32,8351	
110		11,4854	1,36465	-8,41332	-15,7524	-23,387	-29,405	-36,1348		
115		8,25648	-2,7287	-11,3824	-19,3779	-26,2725	-32,8947	-39,233		
120		3,75356	-5,93325	-14,3434	-22,4451	-30,054	-36,806	-40,5644		
125		1,18673	-9,53345	-17,7204	-25,6976	-33,1948	-38,3137	-39,4422		
130	8,30548	-2,71955	-12,6659	-21,1118	-29,2923	-35,6267	-36,4904	-40,8542		
135	4,30336	-5,96028	-15,582	-24,3937	-32,5147	-34,1478	-37,4582	-43,1644		
140	1,05194	-9,17847	-19,3011	-28,6077	-32,1117	-33,8827	-39,6923	-45,2208		
145	9,65812	-1,39486	-12,6214	-22,6082	-29,1815	-30,0585	-36,1705	-41,9151	-47,0244	
150	7,58556	-5,11258	-15,7349	-25,9941	-27,0904	-32,0745	-38,2519	-43,8301	-48,7876	
155	3,66201	-8,62783	-19,6591	-25,0204	-27,2574	-34,2257	-40,2658	-45,5986	-50,4872	
160	0,87041	-11,2991	-21,8911	-21,7197	-29,2643	-36,397	-42,2343	-47,4587	-52,0137	
165	-2,59496	-14,9364	-20,4195	-23,9802	-31,4544	-38,5305	-44,0159	-49,2914	-53,5469	
170	-5,28096	-17,1659	-16,9357	-26,023	-33,6371	-40,4458	-45,6887	-50,9643	-55,011	
175	-9,44435	-15,4797	-19,8509	-28,1298	-35,6052	-42,2654	-47,3932	-52,456	-56,3994	
180	-12,5483	-12,1216	-22,3688	-30,2008	-37,4762	-43,7836	-49,0707	-53,8849	-57,8044	
185	-11,0657	-14,9921	-24,2538	-32,2195	-39,3621	-45,2345	-50,6231	-55,2666	-59,0846	
190	-7,95724	-17,2098	-26,2051	-34,0761	-41,0696	-46,6957	-51,9586	-56,5013	-60,1758	
195	-8,25351	-19,1939	-28,1025	-35,8895	-42,5002	-48,0682	-53,1882	-57,6983	-61,2119	
200	-10,4838	-21,2951	-30,018	-37,5397	-43,9243	-49,4253	-54,4291	-58,8772	-62,189	

Tabelle A.7: Normierte Schwingweite der Phasenlage nach dem Sprung

	%	Übersetzungsverhältnis i_{12}									
		30	35	40	45	50	55	60	65	70	75
Trägheitsmoment J l	10										
	15										
	20										
	25										
	30										
	35										
	40										
	45										
	50										
	55										
	60										
	65										
	70										
	75										
	80										
	85										
	90										
	95										
	100										
	105										
	110										
	115										
	120										
	125										
	130										
	135										
	140										
	145										
	150										
	155										
	160									13,9481	
	165									9,7915	
	170									7,24021	
	175									3,91387	
	180								16,1478	0,98918	
	185								12,2569	-3,02019	
	190								9,62833	-7,99177	
	195								6,99938	-6,7459	
	200							21,4319	3,10041	-5,22992	

Tabelle A.8: Normierte Schwingweite der Phasenlage nach dem Sprung

	%	Übersetzungsverhältnis i_{12}								
		80	85	90	95	100	105	110	115	120
Trägheitsmoment J1	10									
	15									
	20									
	25									
	30									
	35									
	40									
	45									
	50									
	55									16,6976
	60								17,3924	8,3336
	65							19,2334	9,34387	1,91286
	70							11,4173	2,64729	-4,30928
	75						15,3409	6,22855	-1,49271	-10,2973
	80						8,70603	0,32133	-7,81501	-14,4694
	85						4,38412	-4,66578	-13,0009	-18,9759
	90					7,33661	-0,82738	-9,06474	-16,4856	-23,0236
	95					2,8391	-5,15212	-13,2079	-20,1445	-26,4631
	100				9,06802	-0,74728	-9,91911	-17,5441	-23,9166	-30,0786
	105				4,3375	-5,24997	-13,3005	-21,0223	-27,3345	-33,337
110			10,6523	0,60717	-9,09773	-16,3819	-23,9595	-29,9325	-36,6121	
115			7,4475	-3,45559	-12,0446	-19,9804	-26,8234	-33,3961	-39,6871	
120			2,97823	-6,63619	-14,9835	-23,0247	-30,5767	-37,2783	-41,0086	
125			0,43058	-10,2095	-18,3353	-26,2529	-33,694	-38,7746	-39,8948	
130		7,49613	-3,44651	-13,3186	-21,7013	-29,8207	-36,1077	-36,965	-41,2962	
135		3,52392	-6,66302	-16,2129	-24,9587	-33,019	-34,6399	-37,9256	-43,5892	
140		0,2968	-9,85717	-19,9041	-29,1412	-32,619	-34,3767	-40,143	-45,6301	
145	8,83867	-2,13172	-13,2744	-23,1865	-29,7107	-30,5812	-36,6475	-42,3492	-47,4203	
150	6,7816	-5,82165	-16,3646	-26,5472	-27,6353	-32,5821	-38,7133	-44,2499	-49,1703	
155	2,88736	-9,31064	-20,2595	-25,5807	-27,801	-34,7172	-40,7121	-46,0051	-50,8572	
160	0,11663	-11,962	-22,4748	-22,3047	-29,7929	-36,8723	-42,6659	-47,8513	-52,3723	
165	-3,32285	-15,572	-21,0142	-24,5483	-31,9667	-38,9898	-44,4343	-49,6703	-53,8941	
170	-5,98878	-17,7849	-17,5564	-26,5759	-34,133	-40,8908	-46,0946	-51,3307	-55,3472	
175	-10,1211	-16,1113	-20,4499	-28,6669	-36,0864	-42,6969	-47,7864	-52,8112	-56,7252	
180	-13,2018	-12,7783	-22,9489	-30,7224	-37,9435	-44,2037	-49,4513	-54,2295	-58,1197	
185	-11,7303	-15,6274	-24,8199	-32,7261	-39,8153	-45,6438	-50,9921	-55,6009	-59,3904	
190	-8,64506	-17,8285	-26,7566	-34,5687	-41,51	-47,0941	-52,3176	-56,8264	-60,4734	
195	-8,93911	-19,7978	-28,6398	-36,3686	-42,9299	-48,4563	-53,538	-58,0144	-61,5018	
200	-11,1527	-21,8832	-30,5409	-38,0065	-44,3433	-49,8033	-54,7696	-59,1845	-62,4715	

Tabelle A.9: Normierte Stellgeschwindigkeit der Phasenverstellung nach „Früh“

	%	Übersetzungsverhältnis i_{12}									
		30	35	40	45	50	55	60	65	70	75
Trägheitsmoment J1	10										
	15										
	20										
	25										
	30										
	35										
	40										
	45										
	50										
	55										
	60										
	65										
	70										
	75										
	80										
	85										
	90										
	95										
	100										
	105										
	110										
	115										
	120										
	125										
	130										
	135										
	140										
	145										
	150										
	155										
	160									1,71994	
	165									2,00101	
	170									2,13365	
	175									2,41911	
	180								2,27622	2,27622	
	185								2,70585	2,13365	
	190								3,2832	2,44312	
	195								2,8497	2,45166	
	200							1,70782	1,41409	1,28482	

Tabelle A.10: Normierte Stellgeschwindigkeit der Phasenverstellung nach „Früh“

	%	Übersetzungsverhältnis i_{12}								
		80	85	90	95	100	105	110	115	120
Trägheitsmoment J1	10									
	15									
	20									
	25									
	30									
	35									
	40									
	45									
	50									
	55									-3,76662
	60								-3,13611	-3,82155
	65							-2,61562	-3,13611	-3,35852
	70							-2,45763	-2,37489	-3,52054
	75						-1,53978	-1,79181	-2,45763	-3,84294
	80						-1,20172	-1,28645	-2,37489	-3,52054
	85						-0,51858	-1,28645	-2,54022	-3,61215
	90					-0,34632	-0,34632	-1,20172	-2,62267	-4,08333
	95					0,08696	-0,51858	-1,45548	-3,03286	-4,95458
	100				0,17406		-0,69025	-1,37104	-2,62267	-4,56053
	105				0,52402	0,17406	-0,43253	-1,79181	-2,9511	-4,1632
110		0,78809		0,69991	0,17406	-0,69025	-1,70794	-2,70499	-3,27725	
115		1,05356		0,78809	0,26132	-0,60449	-1,53978	-3,11448	-3,78857	
120		1,23131		0,87642	0,17406	-0,86133	-1,95911	-3,27731	-3,43541	
125		1,40969		0,87642		-0,86133	-2,29202	-4,40199	-3,49081	
130	1,5887	1,49912		0,87642	-0,08681	-1,11684	-2,54022	-2,52594	-3,3244	
135	1,85841	1,40969		0,69991	-0,08681	-1,37104	-2,70499	-2,93341	-3,67694	
140	1,85841	1,49912		0,61189	-0,51858	-1,37104	-2,9511	-2,76466	-3,79666	
145	1,94863	1,94863	1,5887	0,61189	-0,43253	-1,53978	-2,9511	-2,7831	-3,97199	
150	2,22025	1,94863	1,49912	0,26132	-0,69025	-1,45548	-3,11448	-2,70429	-3,74621	
155	2,22025	2,31111	1,32042	0,34874	-0,77586	-1,45548	-2,78716	-2,70429	-4,26841	
160	2,40214	2,03901	1,05356	0,17406	-0,51858	-1,53978	-2,78716	-3,27979	-4,96646	
165	2,17368	1,67845	1,05356	0,34874	-0,25997	-1,45548	-2,62267	-3,84294	-4,71854	
170	2,31111	1,76835	0,96491	0,4363	-0,34632	-1,37104	-2,70499	-3,27731	-4,08333	
175	2,31111	1,76835	1,23131	0,52402	-0,34632	-1,37104	-2,37489	-2,78716	-3,4396	
180	2,12955	1,40969	1,32042	0,61189	-0,25997	-1,28645	-1,95911	-2,20901	-3,11448	
185	2,31111	1,85841	1,49912	0,61189	-0,08681	-1,11684	-1,62393	-1,95911	-2,9511	
190	2,22025	2,12955	1,67845	0,69991	-0,08681	-0,77586	-1,11684	-1,62393	-2,8692	
195	2,40214	2,22025	1,67845	0,78809	-0,17346	-0,43253	-0,77586	-1,37104	-2,62267	
200	2,58467	2,40214	1,76835	1,14236	0,17406	-0,17346	-0,51858	-1,11684	-2,54022	

Tabelle A.11: Normierte Stellgeschwindigkeit der Phasenverstellung nach „Spät“

	%	Übersetzungsverhältnis i_{12}									
		30	35	40	45	50	55	60	65	70	75
Trägheitsmoment J I	10										
	15										
	20										
	25										
	30										
	35										
	40										
	45										
	50										
	55										
	60										
	65										
	70										
	75										
	80										
	85										
	90										
	95										
	100										
	105										
	110										
	115										
	120										
	125										
	130										
	135										
	140										
	145										
	150										
	155										
	160									2,87356	
	165									2,63761	
	170									2,05245	
	175									1,70455	
	180								3,46821	1,0158	
	185								3,22953	0,44893	
	190								2,87356	0	
	195								2,52005	-1,32304	
	200							4,06977	2,16895	-2,92842	

Tabelle A.12: Normierte Stellgeschwindigkeit der Phasenverstellung nach „Spät“

	%	Übersetzungsverhältnis i_{12}								
		80	85	90	95	100	105	110	115	120
Trägheitsmoment J1	10									
	15									
	20									
	25									
	30									
	35									
	40									
	45									
	50									
	55									2,28571
	60									1,0158
	65							2,52005	0,78829	0,22396
	70							1,24434	0,67492	-1,21413
	75						1,5891	1,0158	-0,55556	-22,5779
	80						1,70455	0,11186	-3,13853	-23,176
	85						0,67492	-1,43172	-22,7783	-23,6999
	90					1,359	-0,11161	-22,5108	-23,5043	-23,6999
	95					1,12994	-1,43172	-23,3076	-23,3733	-24,0882
	100			1,93622	0	-22,5108	-23,11	-23,5696	-24,7899	
	105			1,359	-1,54015	-22,9113	-23,0439	-23,9592	-25,6027	
110		2,16895	0,33632	-3,96996	-22,6448	-23,3733	-24,5363	-26,6393		
115		1,82025	-0,77605	-22,4437	-22,8448	-23,6999	-25,2297	-36,4798		
120		1,12994	-2,29258	-22,5108	-22,9776	-24,0882	-26,216	-36,7491		
125		0,22396	-22,1739	-22,3764	-23,11	-24,6633	-27,589	-37,3249		
130		1,93622	-0,77605	-21,9023	-22,4437	-23,5696	-25,2922	-36,4347	-38,0623	
135		1,24434	-2,29258	-21,8341	-22,7116	-23,8946	-26,8791	-37,1489	-38,6566	
140		0,44893	-4,38034	-21,9704	-22,7783	-24,8531	-36,1626	-37,7175	-39,322	
145	2,28571	-0,33408	-21,4223	-22,0383	-23,3733	-26,0331	-36,7044	-38,2333	-40,0536	
150	1,93622	-1,54015	-21,4912	-22,1062	-24,0238	-27,4128	-37,193	-38,8243	-40,9241	
155	1,24434	-2,71739	-21,4223	-22,7116	-24,979	-36,0714	-37,7175	-39,4042	-46,6309	
160	0,67492	-4,78723	-21,56	-23,3076	-25,7877	-36,5698	-38,2333	-40,0536	-47,2909	
165	-0,22297	-20,7263	-21,9704	-23,8946	-26,7594	-37,0162	-38,6986	-40,846	-47,8134	
170	-0,99558	-20,7965	-22,5108	-24,4088	-28,5714	-37,5	-39,2809	-41,9961	-48,236	
175	-2,39913	-21,1454	-22,9113	-25,1046	-36,2081	-37,9764	-39,8522	-47,104	-48,6812	
180	-3,34773	-21,56	-23,3733	-25,9106	-36,7044	-38,4457	-40,492	-47,5688	-49,1477	
185	-20,3737	-21,9023	-23,8298	-26,8193	-37,1489	-38,9495	-41,3499	-47,9954	-49,549	
190	-20,656	-22,2415	-24,3449	-28,4	-37,5872	-39,4042	-46,6627	-48,415	-50,0837	
195	-20,9364	-22,6448	-24,9161	-36,0714	-37,9764	-39,9329	-47,1976	-48,7986	-50,6343	
200	-21,2148	-22,9776	-25,5408	-36,5698	-38,3609	-40,5316	-47,6302	-49,2054	-51,4642	

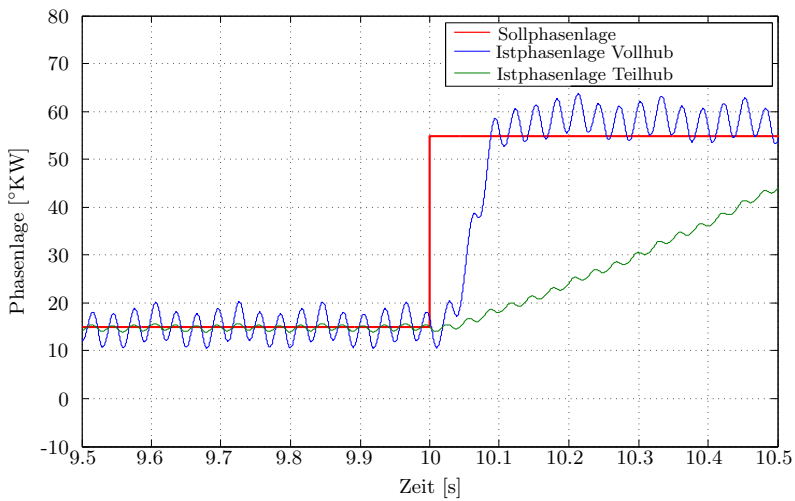


Abbildung A.9: Einfluss der Wechsellmomente auf das Stellverhalten bei erhöhtem Bremsmoment

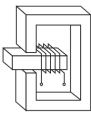
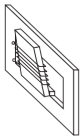
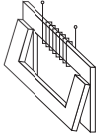
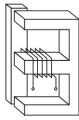

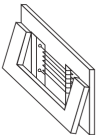
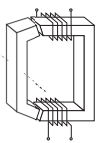
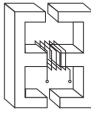

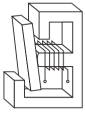
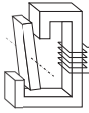
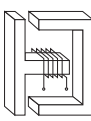
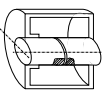
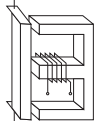
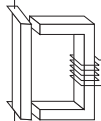

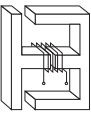
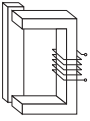

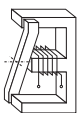
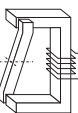

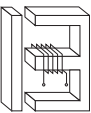
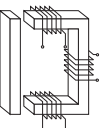

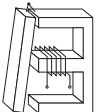
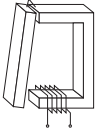
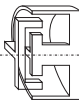
Typ	Magnetkreisprinzipien					
						
						
						
						
						
						
	E	U	Topf	E	U	Topf
	Translatorisch			Rotatorisch		

Abbildung A.10: Darstellung unterschiedlicher Magnetkreisprinzipien([Kallenbach et al., 2012] in Anlehnung an [Liedtke, 1972])

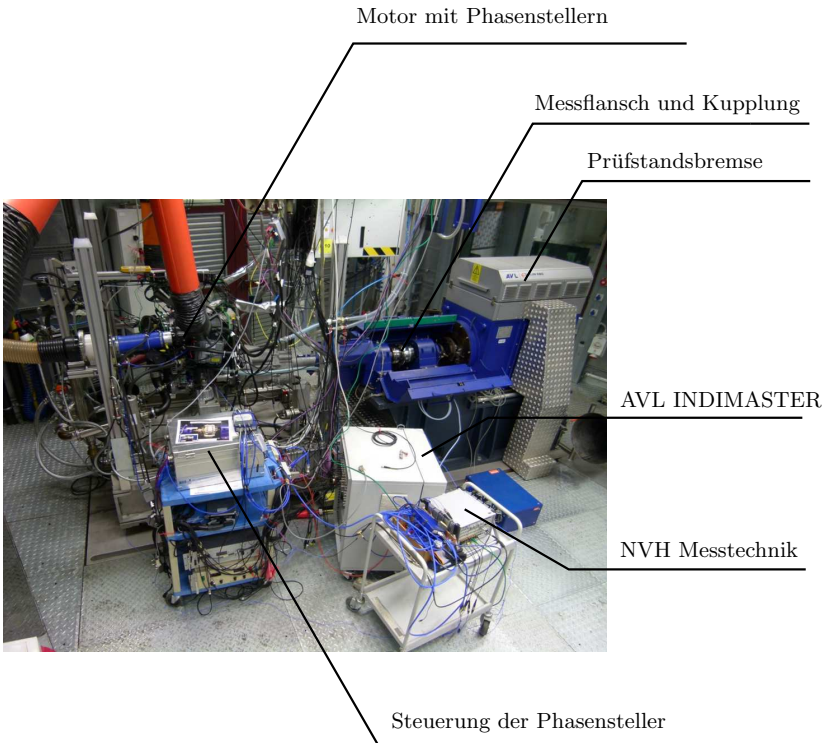


Abbildung A.11: Prüfstandszelle der Daimler AG zur Messung des optimierten Motorstarts (Dekompressionsstart)

LITERATURVERZEICHNIS

- [Abboud et al., 2013] Abboud, A., Ronald, Y., and Kenneth, S. (2013). Kraftmaschinen-Lagesteuerung in einem Kraftmaschinen-Stopp-Start-Antriebsstrang. 57
- [Ackermann, 2001] Ackermann, M. (2001). Startverfahren und Startvorrichtung für Brennkraftmaschinen. 52
- [Altschuller, 1986] Altschuller, G. S. (1986). Erfinden - Wege zur Lösung technischer Probleme. PI - Planung und Innovation. 11
- [Andre et al., 1995] Andre, M., Hickman, J., Hassel, D., and Journard, R. (1995). Driving cycles for emission measurements under european conditions. 83
- [Andreasen and Hein, 1987] Andreasen, M. M. and Hein, L. (1987). Integrated Product Development. Springer Verlag. 12
- [Arnold et al., 2002] Arnold, M., El-Mahmoud, M., and Basso, V. (2002). Potentiale eines riemengetriebenen Starter/Generator Konzepts für einen 4-Zylinder Otto-Motor. 48, 191
- [Association, 2015] Association, M. (2015). Modelica. <https://www.modelica.org/documents>. [Online; gefunden 17-Februar-2015]. 98
- [Bastian, 2012] Bastian, K. (2012). Brennkraftmaschine mit Riemenstarter-generator. 191

- [Bischof et al., 2004] Bischof, D. I. H., Bork, D. I. M., and Schenk, D. I. R., editors (2004). Startergenerator: System, Funktion, Komponenten. Fachtagung E-Maschine im Antriebsstrang. 191
- [Braess and Seiffert, 2013] Braess, H.-H. and Seiffert, U. (2013). Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik. Springer Vieweg. 29
- [Brandenburg, 2005] Brandenburg, F. (2005). Methodik zur Planung technologischer Produktinnovationen. PhD thesis, Universität München. 12
- [Brandt et al., 2005] Brandt, M., Rauscher, M., Lejsek, D., Nau, M., and Bäuerle, M. (2005). Scavenging to improve low-end torque of a direct injected turbocharged si-engine. 187
- [Braun, 2002] Braun, T. (2002). Methodische Unterstützung der strategischen Produktplanung in einem mittelständisch geprägten Umfeld. PhD thesis, RWTH Aachen. 12
- [Bugsel et al., 1997] Bugsel, B., Albus, C., and Sievert, W. (1997). Schadstoffemissionen und Kraftstoffverbrauch bei kurzzeitiger Motorabschaltung. 47
- [Chen, 2014] Chen, M. (2014). Simulation eines passiven elektromechanischen Phasenstellers auf Basis unterschiedlicher Prozesstools. Master's thesis, Universität Stuttgart. **Studentische Arbeit**. 98, 102, 103, 104, 105
- [C/IPT, 1978] C/IPT, R.-B.-G.-A. (1978). MOTRONIC (Beim Patentamt eingetragene geschützte Marke): Klasse(n) Nizza 09: Elektrische und elektronische Mess-, Steuer- und Regel-Geräte, zum Einbau in Kraftfahrzeuge bestimmt. 46
- [Cross, 2008] Cross, N. (2008). Engineering Design Methods: Strategies for Product Design, 4th Edition. John Wiley & Sons. 12
- [Daimler AG, 2012] Daimler AG (2012). Unter der Lupe: Ventilhubumschaltung CAMTRONIC. Gasgeben mit der Nockenwelle. <http://goo.gl/WdW9cN>. [Online; gefunden 31-Juli-2014]. 39

- [Daimler AG, 2014] Daimler AG (2014). Aktive Motorhaube - Unfallschutz für Fußgänger. <http://goo.gl/MALw5w>. [Online; gefunden 12-Januar-2015]. 131
- [Dänzer, 2002] Dänzer, W. (2002). System Engineering - Methoden und Praxis. Orell Füssli. 11, 13, 14, 15
- [Dieler et al., 2012] Dieler, T., Haase, D., and Herweg, R. (2012). Betriebsverfahren für eine Brennkraftmaschine mit NOx-armer Verbrennung (nav). 185, 186
- [DIN, 1972] DIN (1972). Informationsverarbeitung - Begriffe. Beuth. 9
- [DIN, 1984] DIN (1984). Informationstheorie - Begriffe. Beuth. 9
- [Dörner, 1999] Dörner, D. (1999). Bauplan für die Seele. Rowohlt. 8, 10, 11
- [Dubus et al., 2001] Dubus, J.-M., Masson, P., Plasse, C., d'Orsay, E., and von Westerholt, E. (2001). Ein einfaches Stop & Go Konzept für Stadtfahrzeuge - Technische Ausführung und Vorteile. 48, 193
- [Ehrlenspiel, 2009] Ehrlenspiel, K. (2009). Integrierte Produktentwicklung - Denkabläufe, Methodeneinsatz, Zusammenarbeit. Carl Hanser Verlag GmbH & Co. KG. 10, 11, 13, 15, 16
- [Eversheim, 2008] Eversheim, W. (2008). Innovationsmanagement für technische Produkte. Springer Verlag Berlin Heidelberg. 12
- [Fesefeldt, 2010] Fesefeldt, T. F. (2010). Ganzheitliche Betrachtung zur Auswahl der Starteinrichtung des Verbrennungsmotors eines Parallel-Hybrids mit Trennkupplung. dissertation, Technische Universität Darmstadt. 46, 52, 65, 98, 101, 190, 192, 193
- [Fredlund, 2008] Fredlund, R. (2008). Die innermotorische Umsetzung des Startvorgangs in der Simulation einschließlich der Optimierung für den Direktstart und den Mild-Hybrid-Start. Master's thesis, Universität Stuttgart. 103
- [Gerhardt et al., 2003] Gerhardt, J., Kassner, U., Kulzer, A., and Sieber, U., editors (2003). Der Ottomotor mit Direkteinspritzung und Direktstart - Möglichkeiten und Grenzen. 24. Int. Wiener Motoren-Symposium 2003. 50, 51, 52

- [Golloch, 2005] Golloch, R. (2005). Downsizing bei Verbrennungsmotoren. Springer-Verlag. 200, 201, 203
- [Graf, 2003] Graf, D. H.-M. (2003). Elektrisches Energiemanagement in einem KFZ mittels Power Trading. 48
- [Grob et al., 1997] Grob, F., Kölle, G., Harms, K., and Ackermann, M. (1997). Antrieb eines Kraftfahrzeugs. 52
- [Grob and Scherrbacher, 1997] Grob, F. and Scherrbacher, K. (1997). Verfahren zum Starten einer Brennkraftmaschine insbesondere eines Kraftfahrzeugs. 52
- [Grohmann et al., 2013] Grohmann, D. D., Cierullies, D. J., and Hajvazovic, K. (2013). Bordnetz für Start-Stopp-Systeme. 48
- [Hacker, 2014a] Hacker, W. (2014a). Allgemeine Arbeitspsychologie. Psychische Regulation von Arbeitstätigkeiten. Hogrefe. 11, 13, 14
- [Hacker, 2014b] Hacker, W. (2014b). Allgemeine Arbeitspsychologie. Psychische Regulation von Arbeitstätigkeiten. Hogrefe. 11
- [Hahn et al., 2002] Hahn, J., Lang, O., and Ademes, N. (2002). Mechanisch variable Ventilsteuerungen - Freiheitsgrade und Potenziale unterschiedlicher Systeme., chapter 4. Expert Verlag. 30
- [Hannibal et al., 2002a] Hannibal, W., Flierl, R., Meyer, R., Knecht, A., and Gollasch, D. (2002a). Aktueller Überblick über mechanisch variable Ventilsteuerungen und erste Versuchsergebnisse einer neuen mechanischen variablen Ventilsteuerung für hohe Drehzahlen, chapter 7. Expert Verlag. 30
- [Hannibal et al., 2002b] Hannibal, W., Knecht, A., and Stephan, W. (2002b). Nockenwellenverstellungen für Ottomotoren. Landsberg/Lech: Moderne Industrie. 30
- [Heckhausen and Heckhausen, 2010] Heckhausen, J. and Heckhausen, H. (2010). Motivation und Handeln. Springer Verlag Berlin Heidelberg. 11
- [Heikel and Becker, 2012] Heikel, C. and Becker, U. (2012). Die Zukunft mobiler Antriebssysteme für pkw. 2

- [Herrmann et al., 2007] Herrmann, D. H.-O., Herweg, R., Günter, D. K., Pfau, M., and Stelter, M. (2007). Regelungskonzept in Ottomotoren mit homogenkompressionsgezündeter Verbrennung. 183
- [Herrmann, 2008] Herrmann, J. (2008). Optimization of an internal combustion engine model for investigation of start-/stop behaviour using dymola. Master's thesis, Royal Institute of technology Stockholm. 98, 101
- [Hirschmann and Schachtner, 2009] Hirschmann, D. V. and Schachtner, B. (2009). Mikrohybrid-System für die Integration in Steuertrieben. 192
- [Hochkirchen, 2003] Hochkirchen, T. (2003). European customer usage - profiles - description of data sources and results for start/stop applications. 83
- [Imai, 2001] Imai, M. (2001). Kaizen: der Schlüssel zum Erfolg der Japaner im Wettbewerb. PhD thesis, Universität München. 11
- [Isermann, 2008] Isermann, R. (2008). Mechatronische Systeme. Springer Berlin Heidelberg New York. 17, 24
- [Jacque et al., 2013] Jacque, E., Mafrica, S., David, P., and Stoltz-Douchet, S. (2013). Delphi electric cam phasing as an enabler for CO2-reduction. 33, 34, 35
- [Jené, 2005] Jené, H. (2005). Einfluss des Einlassventilhubverlaufs auf den ottomotorischen Prozess mit variabler Ventilsteuerung. dissertation, RWTH Aachen. 30
- [Juretzka and Schäfflein, 2004] Juretzka, A. and Schäfflein, J. (2004). Brennkraftmaschine mit Selbstzündung. 183
- [Kallenbach et al., 2012] Kallenbach, E., Eick, R., Quendt, P., Ströhla, T., Feindt, K., Kallenbach, M., and Radler, O. (2012). Elektromagnete. Vieweg+Teubner. 123, 214
- [Kampmühler, 1980] Kampmühler, F. T. (1980). Motorabschaltung im Stand oder niedrige Leerlaufdrehzahl. 47
- [Kirchhoff et al., 2011] Kirchhoff, R., Thele, D.-I. M., Finkbohner, M., Rigley, P., and Settghost, D. W. (2011). Start-stopp-system: Verteilte Intelligenz im Fahrzeug. 47

- [Klein, 2014] Klein, B. (2014). TRIZ/TIPS - Methodik des erfinderischen Problemlösens. De Gruyter. 13
- [Knorr et al., 2010] Knorr, R., Gilch, M., Auer, J., and Wieser, C. (2010). Stabilisierung des 12-V-Bordnetzes. 191
- [Kok et al., 2003] Kok, D. D., Ploumen, S., Spijker, D. E., and Karden, D. E. (2003). Energiemanagement in zukünftigen Antriebssträngen. 48
- [Kramer, 2005] Kramer, U. (2005). Potentialanalyse des Direktstarts für den Einsatz in einem Stopp-Start-System an einem Ottomotor mit strahlgeführter Benzin-Direkteinspritzung unter besonderer Berücksichtigung des Motorauslaufvorgangs. Dissertation, Universität Duisburg Essen. 46, 47, 52, 57, 73, 74, 76, 79
- [Kruse et al., 2002] Kruse, D. R., Schäfer, D. H., and Wähner, D. L. (2002). Integrierter starter-generator für das 42-V-Bordnetz. 193
- [Kulzer et al., 2003a] Kulzer, A., Sieber, U., and Bargende, P. D. M., editors (2003a). BDE-Direktstart - Startoptimierung eines Ottomotors mit Direkteinspritzung anhand eines thermodynamischen Motorsimulationsmodells. 5. Int. Stuttgarter Symposium für Kraftfahrzeugwesen und Verbrennungsmotoren. 50, 51, 74, 76
- [Kulzer et al., 2003b] Kulzer, A., Zülch, C., Mößner, D., Eichendorf, A., Knopf, M., and Bargende, P. D. M., editors (2003b). Einige Aspekte bezüglich Gemischbildung und Verbrennung im Rahmen des Direktstarts von Ottomotoren mit Benzin-Direkteinspritzung. 20. Int. VDI-VW-Gemeinschaftstagung, Wolfsburg, Dez. 2003. 50, 52
- [Kulzer et al., 2006] Kulzer, D. A., Laubender, D. J., Lauff, D. U., and Mößner, D. (2006). Der Direktstart - Vom Modell zum Demonstrator. 50
- [Lehmann and Koch, 2000] Lehmann, G. and Koch, A. (2000). Der integrierte Starter-Generator (ISG) im Verbund mit dem Antriebsmanagement. 48, 193
- [Leiber, 1999] Leiber, H. (1999). Verfahren zum Starten eines Kraftfahrzeugmotors. 52

- [Lenders, 1961] Lenders, W. L. (1961). Das orthozyklische Wickeln von Spulen, chapter 12. Eindhoven: Philips Forschungslaboratorium N. V. Philips. 123
- [Lengfeld, 2011] Lengfeld, M. (2011). Optimierter Entwicklungsprozess für energieeffiziente mechatronische Systeme am Beispiel einer Ventilhubumschaltung für einen 4-Zylinder Ottomotor. PhD thesis, Universität Duisburg-Essen. 8, 15, 24
- [Liedtke, 1972] Liedtke, K. (1972). Ein Beitrag zur Auswahl und Dimensionierung des Triebsystems bei der Entwicklung eines neutralen Gleichstromrelais. dissertation, Technische Universität Ilmenau. 214
- [Lindemann, 2009a] Lindemann, U. (2009a). Methodische Entwicklung technischer Produkte - Methoden flexibel und situationsgerecht Anwenden. Springer Dordrecht Heidelberg London New York. 5, 10, 11
- [Lindemann, 2009b] Lindemann, U., editor (2009b). Vorgehensmodelle - Grundprinzipien - Methoden. Technische Universität München. 13, 14, 15
- [Maas et al., 2002] Maas, G., Neukirchner, H., Stiegler, L., Dingel, O., and Predelli, O. (2002). Auslegungskriterien, Entwicklungsergebnisse und Potenzial eines innovativen vollvariablen Ventiltriebes, chapter 8. Expert Verlag. 30
- [Merker et al., 2004] Merker, G., Schwarz, C., Stiesch, G., and Otto, F. (2004). Verbrennungsmotoren - Simulation der Verbrennung und Schadstoffbildung. Teubner Verlag. 53, 56, 57
- [Mikhaltsev et al., 1993] Mikhaltsev, I., Laxell, P., and Setälä, R. (1993). Method and arrangement of starting of internal combustion engines. 52
- [Miller et al., 1973] Miller, G., Galanter, E., Pribram, K., and Aebli, H. (1973). Strategien des Handelns. Pläne und Strukturen des Verhaltens. Klett Verlag. 11, 12, 13
- [Müller, 1998] Müller, H. W. (1998). Die Umlaufgetriebe - Auslegung und vielseitige Anwendungen. Springer-Verlag. 110

- [Müller et al., 2012a] Müller, N., Weiss, R., Rai, K., Dietrich, M., and Clava, E. (2012a). Kraftmaschinen-Lagesteuerung in einem Kraftmaschinen-Stopp-Start-Antriebsstrang. 81
- [Müller et al., 2012b] Müller, N., Weiss, R., Rai, K., Dietrich, M., and Clava, E. (2012b). Verfahren und vorrichtung zur steuerung einer brennkraftmaschine. 80
- [Müller, 2010] Müller, S. H.-J. (2010). Der Startvorgang von hybridisierten Ottomotoren - Untersuchung, Bewertung, Optimierung. dissertation, Technische Universität Darmstadt. 45
- [Neeser et al., 2009] Neeser, P., Süss, M., Linse, D., Günthner, M., Hasse, C., and Rottengruber, H.-S. (2009). Strategien zur Erweiterung des Betriebsbereiches eines ottomotorischen HCCI-Brennverfahrens. 40
- [Nefzer et al., 2013a] Nefzer, U.-M., Weiss, R., Pietsch, E., and an Carsten Deringer, M. D. (2013a). Verfahren zum Betreiben der Starteranlage. 52
- [Nefzer et al., 2013b] Nefzer, U.-M., Weiss, R., Pietsch, E., Dietrich, M., and Deringer, C. (2013b). Verfahren zum Betreiben einer Starteranlage. 57
- [Pahl et al., 2004] Pahl, G., Beitz, W., Feldhusen, J., and Grote, K.-H. (2004). Konstruktionslehre - Grundlagen erfolgreicher Produktentwicklung Methoden und Anwendung. Springer Berlin Heidelberg New York. 5, 6, 9, 10, 12
- [Pammler, 2014] Pammler, C. (2014). Systematisierung und Smulation von Getrieben für elektromechanische Nockenwellensteller. Master's thesis, Technische Universität Dresden. **Studentische Arbeit.** 98, 99, 100, 101, 112, 127
- [Rähse, 2007] Rähse, D. W. (2007). Produktdesign in der chemischen Industrie. Springer Berlin Heidelberg. 8, 10
- [Rau et al., 2014] Rau, D.-I. E., Kohler, P. D. H., Karl, D. G., Fieweger, D. K., Betsch, D. J., and Krutzsch, D. B., editors (2014). Zukunftspotenziale durch Variabilitäten am Ottomotor. Wiener Motorensymposium. 38

- [Reinhuber, 2013] Reinhuber, T. (2013). Maßnahmen zur Optimierung des Startkomforts und Reduzierung des Startmoments an einem 4-Zylinder Ottomotor. 67, 69, 70, 103, 204
- [Rembold et al., 1998] Rembold, H., Haag, G., and Marquardt, W.-K. (1998). Verfahren und Vorrichtung zum Starten einer Brennkraftmaschine. 52
- [Rober-Bosch-GmbH, 2013] Rober-Bosch-GmbH (2013). Bosch starter motors - the power packs in miniature for reliable engine start. 190
- [Robert-Bosch-GmbH, 2006] Robert-Bosch-GmbH (2006). Common rail piezo-injektoren von bosch. 60
- [Robert-Bosch-GmbH, 2010] Robert-Bosch-GmbH (2010). Bosch Starter Motors and Generators - Start/Stop-Technik reduziert CO₂-Emissionen und spart Kraftstoff. 191
- [Robert-Bosch-GmbH, 2012] Robert-Bosch-GmbH (2012). Bosch benzin-direkteinspritzung: Scavenging. 187
- [Roukens, 2007] Roukens, J. (2007). Aufbau eines Verbrennungsmotormodells in der Simulationsumgebung Modelica/Dymola zur Untersuchung des Startvorgangs. Master's thesis, Universität Darmstadt. 98, 100, 103
- [Schäfer, 2014] Schäfer, D. H. (2014). Innovative Start-/Stopp-Systeme für Verbrennungsmotoren. 48, 49
- [Schilling et al., 2013] Schilling, M., Otto, D. F., Donath, S., and Karl, D. G. (2013). Verfahren zum Betreiben einer Brennkraftmaschine. 188, 189
- [Schlecht, 2010] Schlecht, B. (2010). Maschinenelemente 2. Pearson Studium. 127
- [Schmid et al., 2010] Schmid, A., Grill, M., Berner, H.-J., and Bargende, M. (2010). Transiente Simulation mit Scavenging beim Turbo-Ottomotor. 187, 188
- [Schmid et al., 2001] Schmid, R., Blome, F., Nousailles, J.-P., and Schmidt, M. (2001). ISAD Kurbelwellen Starter Generator: Das Baukastenkonzept für den automobilen Grosseinsatz. 48, 193

- [Schreiner, 2011] Schreiner, P. D.-I. K. (2011). Basiswissen Verbrennungsmotor. Friedrich Vieweg und Sohn Verlag/GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden. 1
- [Sieber, 1999] Sieber, U. (1999). Verfahren zum Starten einer Brennkraftmaschine insbesondere eines Kraftfahrzeugs. 51
- [Sieber, 2000] Sieber, U. (2000). Verfahren zum Starten einer mehrzylindrigen Brennkraftmaschine. 51
- [Sieber and Ries-Müller, 2011] Sieber, U. and Ries-Müller, K. (2011). Verfahren zum Betreiben eines Verbrennungsmotors. 57
- [Süss et al., 2011] Süss, M., Günthner, M., and Rottengruber, H. (2011). Gemischbildung beim ottomotorischen hcci-brennverfahren. 183, 184
- [Süße, 2006] Süße, R. (2006). Theoretische Grundlagen der Elektrotechnik 2. Vieweg+Teubner. 124
- [The MathWorks, 2014] The MathWorks, I. (2014). Simulink - simulation and model-based design. <http://de.mathworks.com/products/simulink/>. [Online; gefunden 17-Februar-2015]. 97
- [Theuerkauf and Schmidt, 2007] Theuerkauf, P. D. H. and Schmidt, M. (2007). Ein neues Energiemanagement-Konzept für das elektrische Bordnetz. 48, 49
- [Tiller, 2001] Tiller, M. (2001). Introduction to Physical Modeling with Modelica. Kluwer Academic Publishers. 100
- [Timmann et al., 2013] Timmann, M., Renz, M., and Vollrath, O. (2013). Herausforderungen und Potenziale von 48-V-Startersystemen. 41, 43
- [Torazza and Giacesa, 1970] Torazza, G. and Giacesa, D. (1970). Valve-actuating mechanism for an internal combustion engine. 29, 34
- [Ueda et al., 2000] Ueda, K., Kaihara, K., Ando, H., and Takemura, J. (2000). Starting device and control method thereof for direct-injection internal combustion engines. 52

- [Ueda et al., 2001a] Ueda, K., Kaihara, K., Kurose, K., Saiki, T., Ando, H., and Indorf, V. (2001a). Advance of gasoline direct injection technology using the freedom of control - idling stop system coupled with quick start features. 47, 52
- [Ueda et al., 2001b] Ueda, K., Kaihara, K., Kurose, K., Saiki, T., Ando, H., and Indorf, V. (2001b). Idling stop system coupled with quick start features of gasoline direct injection. 47
- [van Basshuysen and Schaefer, 2012] van Basshuysen, R. and Schaefer, F. (2012). Handbuch Verbrennungsmotor Grundlagen, Komponenten, Systeme, Perspektiven. Vieweg+Teubner. 1
- [VDI, 1993] VDI (1993). Methodik zum Entwickeln und Konstruieren technischer Systeme und Produkte. 7, 12
- [VDI, 1997] VDI (1997). Konstruktionsmethodik - methodisches entwickeln von lösungsprinzipien. 7
- [VDI, 2003] VDI (2003). Design methodology for mechanic systems. 17, 23
- [VDI, 2004] VDI (2004). Entwicklungsmethodik für mechatronische Systeme. 12, 17
- [Voss, 1980] Voss, B. (1980). Motorabschaltung im Stand oder niedrige Leerlaufdrehzahl. 47
- [Wagner and Thieler, 2007] Wagner, M. and Thieler, W. (2007). Wegweiser für den Erfinder - Von der Aufgabe über die Idee zum Patent. Springer Berlin Heidelberg New York. 8, 9
- [Warburg et al., 2002] Warburg, N., Mailänder, E., Saatkamp, D. T., Reckziegel, C., and Stutz, M. (2002). Das ISAD System in der Ökobilanz. 48, 193
- [Weimer and Sattler, 2001] Weimer, J. and Sattler, M. (2001). Der Kurbelwellen-Startergenerator Sachs DynaStart. 48, 193
- [Zastrow, 2004] Zastrow, D. (2004). Elektrotechnik. Springer-Verlag. 121, 122
- [Zeller, 2012] Zeller, P. (2012). Handbuch Fahrzeugakustik. Springer-Verlag. 42, 44

STICHWORTVERZEICHNIS

- Änderungsmaßnahmen, 26
Überschneidung, 60, 86, 157
Übersetzung, 34
Übersetzungsverhältnis, 33, 114, 135, 190
2-Pin-Aktor, 38
- Abgas-Rückführung, 188
ACP3, 34
Aktorik, 34
Anpassungsmaßnahmen, 26
Anschlag, 37
Arrhenius-Andrade-Beziehung, 131
Aufladung, 2
- Bestimmtheitsmaß, 133
Bottum-Up, 23
Bremsmoment, 37, 114, 119
Brems Scheibe, 35, 128
Brennraumgeometrie, 3
Brennverfahren, 38, 40
- Camtronic, 189
Change-of-Mind, 46, 190
- Coulomb'sche Reibung, 103
- Dekompression, 151
Dekompressionsstart, 67, 151
Dekompressionsstart, 93
Direkteinspritzung, 2, 40
Direktstart, 49, 73, 93, 105
Domänenübergreifend, 15, 17
Downsizing, 2
Drallsatz, 127
Drehrichtungsumkehr, 52
Drehunförmigkeit, 71
Drei C's, 8
Drosselklappe, 44, 45, 57, 60, 82, 103
Drosselverluste, 2
Dymola Modelica, 97
- Energiedichte, 29
Energiemanagement, 3
Entwickler, 13
Entwicklung, 18
Entwurfsorientierung, 17
Erweiterter Direktstart, 50
Evolutionstufen, 26

Evolventenverzahnung, 38
 Expansion, 62
 Expansionstakt, 69
 Fahr
 dynamik, 2
 zyklus, 1
 Fail-Safe, 33, 90
 Fast-Exit, 169
 Feldtests, 23
 Flügelrad, 31
 Flammenfrontverbrennung, 185
 Flexibilität, 16
 Frühanschlag, 66, 131
 Fremdzündung, 39
 Frischgas, 44, 67, 82, 83, 188
 Frischgasmenge, 187
 Funktionskosten, 7
 Funktionsmuster, 17

 Gaskraft, 44
 Gaswechselsarbeit, 190
 Gaswechselmoment, 44
 Gemischaufbereitung, 3
 Getriebe, 33, 35, 110
 Getriebeübersetzung, 110
 Getriebemanagement, 2
 Gewichtseinsparung, 2
 Gleichstrommotor, 33

 Hall-Sensor, 46
 Hohlrad, 110
 Hohlschraube, 31
 Homogene Kompressionszündung, 183
 Homogene Verbrennung, 2
 Hub, 38

Informations
 bedarf, 8
 beschaffung, 8
 umsatz, 9
 verarbeitung, 9
 Initialisierung, 66, 88
 Initialisierung, 92
 Innovationszyklus, 3
 Integrierter Startergenerator, 193
 Iteration, 12, 17, 167
 Iterationen, 172

 Joch, 126

 Körperschall, 41
 kanonisierbare Optimalform, 10
 Kettenrad, 29, 32
 kinematische Kopplung, 30
 Klopfeigung, 188
 Kolben, 40
 Kolbenhub, 189
 Kolbenhubarbeit, 38
 Kolbenkraft, 53
 Komponentenentwurf, 20
 Kompression, 48
 Kompressionsarbeit, 50, 62
 Konstruktions
 methoden, 7
 methodik, 7
 Kraftstoff-Luftgemisch, 40, 183
 Kraftstoffverbrauch, 1
 Kugelfeder, 38
 Kurbelkreis, 40, 62
 Kurbelwelle, 29, 35, 40, 44, 66, 73

 Labormuster, 17, 25
 Ladungsbewegung, 40

Ladungsschichtung, 2
 Ladungstemperatur, 188
 Ladungsverdünnung, 185
 Ladungswechsel, 31
 Ladungswechselarbeit, 38, 71
 Leckage, 52, 84
 Leichtbaukonstruktion, 2
 Losbrechmoment, 52, 74, 190

 Magerbetrieb, 185
 Magnet, 125
 Makrologik, 10, 11
 Makrozyklus, 17
 Massenträgheit, 2, 126
 MATLAB/Simulink, 97
 Mensch-Maschine-Schnittstelle,
 20
 Methodik, 4, 163, 169
 Mikrologik, 10–12, 172
 Mikrozyklus, 17
 Mittenverriegelung, 36, 86
 Modell, 3
 Modellbildung, 27, 97
 Modellbildung und Simulation,
 19, 97, 171
 Motorcharge, 25
 Motormanagement, 61
 MOTRONIC, 46

 Nockenstück, 38
 Nockenwelle, 30, 34, 35, 40
 Nockenwellensteller, 29, 39
 NVH, 41

 Ohm'scher Widerstand, 119
 Open-Source-Modell, 100
 Oszillation, 40

OT, 31, 45, 50, 80

 Parameterkonfiguration, 142
 Patent, 27, 29, 89
 Phasenlage, 34, 36, 40, 85
 Phasenschwingung, 36, 92
 Phasensteller, 3, 66, 73, 86
 Phasenversatz, 30
 Piezo-Injektor, 60
 Planetengetriebe, 29, 111
 Pleuelstange, 40
 Prädiktor, 27
 Primärliteratur, 8
 Produkt
 entstehung, 5
 entwicklung, 4, 8
 lebenszyklen, 25
 lebenszyklus, 3, 5
 Produktion, 23
 Prognosefunktion, 165
 Prototypen, 21
 Prozess
 führung, 2
 granularität, 10
 Prozessbausteine, 17

 R-Modell, 171
 Rahmenbedingungen, 26
 Range-Extender, 48
 Rationalisierung, 6
 Raumzündverbrennung, 183, 184
 Referenzposition, 40, 46
 Regelabweichung, 92
 Regelgenauigkeit, 86
 Reibleistung, 3, 35
 Reibmoment, 44, 103, 133
 Reihenvierzylinder, 38

- Relativmoment, 30
- Reluktanz, 121
- Restgas, 79, 83
- Riemen-Starter-Generator, 191
- Ritzelstartergenerator, 62, 189
- Rotationsenergie, 74

- Saugrohrdruck, 61
- Scavenging, 187
- Schadstoffemissionen, 1
- Schaltkulis, 38
- Schaltrichtung, 38
- Schlüsselstart, 46, 87, 94
- Schwingweite, 132, 147
- Sekundärliteratur, 8
- Selbstzündung, 2, 39, 183
- Sensorik, 45
- Simulation, 16, 97, 142
- Simulationsmodelle, 25
- Situationserkenntnis, 14
- Sonnenwelle, 30, 35, 110, 127
- Spülgefälle, 187
- Spulendraht, 122
- Start-/Stopp, 3
- Startdauer, 71
- Starter
 - einrichtung, 42, 46
 - generator, 43, 49
 - system, 42
- Startzeit, 42, 46, 52
- Statorgehäuse, 35
- Stegwelle, 110, 127
- Stellbereich, 40, 155
- Stellgeschwindigkeit, 33, 67, 86, 114, 132
- Steuerzeiten, 40
- Stopp-/Start-Strategie, 87
- Stopp-/Start-Strategien, 59, 96, 131, 164
- Stopp-/Start-Systeme, 87
- Stribeck-Kurve, 131
- Stribeck-Reibung, 103
- System
 - entwurf, 17
 - integration, 17
- Systementwurf, 18
- Systemintegration, 21, 22
- Systemtechnik, 6

- Thermomanagement, 3
- Tool, 3, 27, 163
- Top-Down, 23
- TOTE-Modell, 12, 13
- Trägheitsmoment, 127, 135, 166
- Tribologie, 3

- V-Modell, 17, 23
- Validierung, 27
- Variabilität, 40
- Varianten, 26
- Ventilöffnungsdauer, 40
- Ventilüberschneidung, 86, 183
- Ventilhub, 38, 185
- Ventilhubfunktionen, 38
- Verbrauchspotenziale, 38
- Verbrennungsenergie, 66
- Verbrennungsmotor, 1, 47, 67
- Verdichtungsverhältnis, 74
- Verlustleistung, 38
- Verriegelung, 32, 36, 76, 146
- Verstellbereich, 33
- Verstellgeschwindigkeit, 34, 37, 76, 85, 140, 151
- Vibe-Ersatzfunktion, 102

Vibration, 41, 44
 Vorgehens
 methode, 3
 methodik, 7, 169
 modell, 4
 modelle, 10, 12, 13
 zyklus, 15
 Vorgehensmethodik, 175
 Vorserienprodukt, 17
 VVR-Zyklus, 13

 Wechsellmoment, 73, 88, 114
 Wechselwirkungen, 16
 Wertanalyse, 7
 Wicklungsverfahren, 123
 Widerstandsmoment, 131

 Wiederstart, 46, 62, 66, 73
 Wirkungsgrad, 1, 185
 Wissenschaft und Technik, 26

 Zündeinrichtung, 43
 Zündreihenfolge, 38
 Zündwinkel, 184
 Zündzeitpunkt, 188
 Ziel der Arbeit, 26
 Zielformulierung, 14
 Zylinderdruck, 69, 79, 105
 Zylinderdrucksensoren, 3
 Zylinderdruckverlauf, 183
 Zylinderfüllung, 44
 Zylinderspülung, 188

ERKLÄRUNG

Hiermit erkläre ich an Eides statt, dass ich die beigelegte Dissertation selbstständig verfasst und keine anderen als die angegebenen Hilfsmittel genutzt habe. Alle wörtlich oder inhaltlich übernommenen Stellen habe ich als solche gekennzeichnet.

Ich versichere außerdem, dass ich die beigelegte Dissertation nur in diesem und keinem anderen Promotionsverfahren eingereicht habe und, dass diesem Promotionsverfahren keine endgültig gescheiterten Promotionsverfahren vorausgegangen sind.

Stuttgart, 22. Juli 2016
